



TUGAS AKHIR – TM 145648

**RANCANG BANGUN MESIN PENANAM PADI SISTEM
RATIO PUTARAN RODA**

**ANANDA TRISUKMO UTOMO
NRP.2114 039 004**

**ACHMAD KHULUQUL AMIN
NRP.2114 039 029**

**Dosen Pembimbing 1
Dr. Ir. MAHIRUL MURSID , M.Sc.**

**Instruktur Pembimbing
JIWO MULYONO, S,Pd**

**DEPARTEMEN TENIK MESIN INDUSTRI ITS
DISNAKERTRANS PROVINSI JAWA TIMUR
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017**



FINAL PROJECT – TM 145648

**THE DESING OF RICE PLANTING MACHINE USING
RATIO OF WHEELS ROTATION SYSTEM**

**ANANDA TRISUKMO UTOMO
NRP.2114 039 004**

**ACHMAD KHULUQUL AMIN
NRP.2114 039 029**

**Counsellor Lecturer :
Dr. Ir. MAHIRUL MURSID, M.Sc.**

**Counsellor Instructor
JIWO MULYONO, S.Pd.**

**DEPARTEMENT OF MECHANICAL ENGINEERING INDUSTRY ITS
DISNAKERTRANS EAST JAVA PROVINCE
EAST JAVA
Vocational Faculty
Institute of Technology Sepuluh Nopember
Surabaya 2017**

“RANCANG BANGUN MESIN PENANAM PADI SISTEM RASIO PUTARAN RODA”

TUGAS AKHIR

Diajukan Guna Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
Pada Bidang Studi Elemen Mesin
Program Studi D-3 TEKNIK MESIN
DISNAKERTRANSDUK-ITS
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh

ANANDA TRISUKMO UTOMO

Nrp. 2114 039 004

ACHMAD KHULUQUL AMIN

Nrp. 2114 039 029

Disetujui oleh pembimbing Tugas Akhir:

Dosen Pembimbing I



r. Mahirul Mursid, M.Sc
NIP. 19620626 198903 1 003

Instruktur Pembimbing

Jirvo Mulyono S.Pd.
NIP. 19610511 198203 1 007

RANCANG BANGUN MESIN PENANAM PADI SISTEM RATIO PUTARAN RODA

Nama : 1. Ananda Trisukmo Utomo
2. Achmad Khuluqul Amin
NRP : 1. 2114 039 004
2. 2114 039 029
Jurusan : D-3 Teknik Mesin FV-ITS
Dosen Pembimbing 1 : Ir. Mahirul Mursid, M.Sc.

Abstrak

Proses penanaman Padi yang dilakukan oleh Kelomok Tani di daerah Tulungagung, Jawa Timur dilakukan secara manual, Penanaman secara manual membutuhkan banyak tenaga kerja, biaya yang sangat tinggi untuk memberi upah buruh tani yang dipekerjakan oleh pemilik tanah dan waktu yang bisa dibilang sangat lama untuk jumlah tenaga kerja yang terbilang banyak. Oleh karena itu dirancang alat penanam Padi untuk mereduksi proses penanaman.

Konsep desain mengadopsi metode Tanam Padi Jajar Legowo, dengan pengaturan jarak yang diaplikasikan dari perbandingan Roda Gigi sehingga menghasilkan jarak yang sama dan seragam. Mesin yang ditenagai oleh tenaga manusia ini diharapkan mampu membantu Petani mempersingkat proses penanaman dengan tanpa membebani biaya tambahan untuk Bahan Bakar.

Dari hasil perencanaan dan perhitungan dihasilkan mesin yang mampu menanam padi seluas $26,4\text{m}^2/\text{Jam}$ dengan rantai nomer 40, ukuran sprocket 242,80mm dan Rasio tiap sprocket adalah 1:4 untuk menghasilkan hasil tanam yang

seragam. Menggunakan poros sepanjang 400mm untuk penanam dan diameter 10mm dengan bahan ST37. Pada roda menggunakan Bearing dengan Bore 30mm

Kata kunci: Mudah, Efisien, Mesin Penanam Padi.

DESIGN OF RICE PLANTING MACHINE USING RATION OF WHEELS ROTATION SYSTEM

NAME : 1. Ananda Trisukmo Utomo
2. Achmad Khuluqul Amin
NRP : 1. 2114 039 004
2. 2114 039 029
COURSE : D-3 Teknik Mesin FV-ITS
ACADEMIC SPV. : Ir. Mahirul Mursid, M.Sc.

Abstract

The Rice planting process by “Kelompok Tani” in the Tulungagung, East Java is done manually, Manual planting requires a lot of manpower and very costly because the Landowner need to pay to the laborers to plant their Rice Paddy yet requires a lot of time to do the work until done completely and drains a lot of works and efforts. From that, the Rice planter is designed to reduce the planting process.

The design concept adopted the “Jajar Legowo” Rice Planting method, with the distance arrangement applied from the Gears comparison so as to produce equal and uniform distances. This manpowered machine is expected to help The Farmers to shorten the planting process without incurring additional costs for Fuel.

From the results of the planning and calculation produced a machine with capability of planting rice 26.4m²/hour using number 40 of chain, sprocket size 242.80mm and Ratio of each sprockets are 1: 4 to produce a uniform planting.

Using a 400mm long shaft for the planter and 10mm diameter with ST37 material. On wheels use Bearing with 30mm Bore.

Keywords: Easy, Efficient, Rice Planting Machine.

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji dan syukur kami panjatkan kehadirat Allah SWT. karena atas rahmat dan hidayah-Nya, buku yang berjudul **“Rancang Bangun Mesin Penanam Padi Sistem Ratio Putaran Roda “** ini dapat disusun dan diselesaikan dengan baik dan lancar.

Rancang Bangun Mesin Penanam Padi Sistem Ratio Putaran Roda ini merupakan salah satu persyaratan yang harus dipenuhi oleh setiap mahasiswa Program Studi DIII Teknik Mesin Produksi ITS-Disnakertransduk Surabaya, sesuai dengan kurikulum yang telah ditetapkan. Selain itu juga merupakan suatu bukti yang diberikan kepada almamater dan masyarakat.

Banyak dorongan dan bantuan yang penulis dapatkan selama penyusunan buku ini sampai terselesaikannya laporan. Untuk itu penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih dan penghargaan sebesar-besarnya kepada :

1. Dr. Ir. Mahirul Mursyid, M,Sc sebagai dosen pembimbing tugas akhir yang telah dengan sangat sabar, tidak bosan-bosannya membantu dan memberikan ide serta ilmu hingga terselesaikannya buku ini.
2. Bapak R. Soewandi, BE., Spd selaku instruktur pembimbing kami di Disnakertransduk Surabaya yang tiada hentinya memberikan ilmu guna menyelesaikan buku ini.
3. Bapak Ir Suhariyanto,MSc Selaku koordinator Tugas

Akhir Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.

4. Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT selaku Koordinator Program Studi D3 Teknik Mesin Produksi DISNAKERTRANSDUK-ITS Surabaya.
5. Bapak Jiwo Mulyono selaku koordinator program studi di Disnakertransduk Surabaya
6. Bapak dan ibu dosen tim penguji yang telah memberikan kritik dan saran dalam penyempurnaan dan pengembangan Rancang Bangun Mesin Penanam Padi Dengan Sistem Ratio Putaran Roda ini.
7. Seluruh dosen dan staf pengajar Jurusan D3 Teknik Mesin FTI-ITS, yang telah memberikan ilmunya dan membantu semua selama menimba ilmu di bangku kuliah
8. Ayah dan Ibu serta saudara-saudaraku tercinta yang benar-benar memberikan dorongan dan semangat dengan cinta dan kasih sayang yang tiada batas dan tak terbalaskan, serta doa restunya.
9. Seluruh keluarga D3 Teknik Mesin ITS yang tercinta dan kami banggakan.

Semoga segala keikhlasan dan kebaikan yang telah diberikan mendapatkan balasan yang terbaik dari Tuhan Yang Maha Esa, Amin.

Kami menyadari dalam penulisan ini masih terdapat beberapa kesalahan dan kekurangan, karena keterbatasan waktu dan kemampuan penulis sebagai manusia biasa. Oleh karena itu, kami mengharap kritik dan saran membangun sebagai masukan untuk penulis dan

kesempurnaan Tugas Akhir ini. Semoga dengan penulisan buku ini dapat bermanfaat bagi semua pihak yang memerlukan, mahasiswa D3 Teknik Mesin Disnakertransduk pada khususnya.

Surabaya, 2 Juli 2016

Penulis

Daftar Isi

HALAMAN	i
LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK.....	iv
KATA PENGANTAR	viii
DAFTAR ISI.....	ix
DAFTAR GAMBAR.....	xii
DAFTAR TABEL.....	xiii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	3
1.3 Batasan Masalah.....	3
1.4 Tujuan dan Manfaat.....	4
1.5 Sistematika Penulisan.....	4
BAB II DASAR TEORI	7
2.1 Padi.....	7
2.2 Sistem Tanam Jajar Legowo	8
2.2.1 Cara Ubinan Jajar Legowo	11
2.3 Analisa gaya	13
2.3.1 Analisa Daya	13
2.4 Pemilihan Jenis Rantai	13
2.4.1 Putaran dan Jumlah Gigi Sprocket	15
2.4.2 Diameter Sporcket.....	16
2.4.3 Kecepatan Rantai.....	16
2.4.4 Panjang Rantai.....	17
2.5 Poros.....	17
2.5.1 Macam-macam Poros	18
2.5.2 Hal-Hal Penting Dalam Perencanaan Poros	19

2.5.3 Bidang Horizontal Dan Vertikal.....	21
2.5.4 Poros dengan beban Puntir dan Lentur.....	22
2.6 Bantalan (Bearing)	27
2.6.1 Klasifikasi Bantalan.....	28
2.6.2 Perencanaan Bantalan.....	29
2.6.3 Bebean Ekvivalen Pada Bantalan	30
2.6.4 Prediksi Umur Bantalan	31
 BAB III METODOLOGI.....	 35
3.1 Diagram Alir	35
3.2 Tahapan Proses Pembuatan Mesin.....	36
3.3 Prinsip Kerja Mesin	39
3.4 Komponen Mesin.....	40
 BAB IV PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN.....	 43
4.1 Analisa Daya.....	43
4.2 Perhitungan Rantai.....	44
4.2.1 Daya Desain.....	44
4.2.2 Menghitung Diameter Sporcket 1	45
4.2.3 Menghitung Kecepatan saat Beroperasi Rantai 1 ...	45
4.2.4 Menghitung Gaya Beban Rantai	46
4.2.5 Menghitung Panjang Rantai 1.....	47
4.2.6 Menghitung Diameter Sprocket 2.....	48
4.2.7 Menghitung Kecepatan saat Beroperasi Rantai 2 ...	48
4.2.8 Menghitung Gaya beban Rantai 2.....	49
4.2.9 Menghitung Panjang Rantai 2.....	49
4.3 Perencanaan Poros	50
4.3.1 Momen Torsi.....	51
4.3.2 Perhitungan Resultan Momen & Distribusi Gaya...52	
4.3.2.1 Gaya Tangensial.....	52
4.3.2.2 Gaya Normal.....	52

4.3.2.3 Skema gaya-gaya.....	53
4.3.2.4 Reaksi Tumpuan.....	53
a. Bidang Horizontal x	54
b. Potongan Poros Bidang Horizontal	55
c. Diagram Momen Bending Horizontal.....	58
d. Diagram Gaya Geser Bidang Horizontal	58
e. Potongan Poros Bidang Vertikal (Y)	59
f. Potongan Poros Bidang Vertikal	60
g. Diagram Momen Bending Vertikal.....	64
h. Diagram Gaya geser Bidang Vertikal	64
4.3.3 Perhitungan Diameter Poros	65
4.3.4 Momen Torsi 2.....	66
4.3.5 Perhitungan Resultan Momen & distribusi Gaya 2 66	
4.3.5.1 Gaya Tangensial 2.....	66
4.3.5.2 Gaya Normal 2.....	67
4.3.5.3 Skema Gaya-gaya	67
4.3.5.4 Reaksi Tumpuan	68
a. Bidang Horizontal x.....	68
b. Potongan bidangHorizontal x	69
c. Diagram Momen Bending Horizontal	71
d. Diagram Gaya Geser Bidang Horizintal.....	71
e. Bidang Vertikal.....	71
f. Potongan Bidang Vertikal y	72
g. Diagram Momen Bending Horizontal	76
h. Diagram Gaya Geser Bidang Horizontal.....	76
4.4 Perencanaan Bearing.....	76
4.4.1 Gaya Radial Pada Bearing	77
4.4.2 Beban Ekuivalen pada Bearing	78
4.4.3 Perhitungan Umur Bantalan.....	79
4.5 Perencanaan Roda.....	81
4.6 Hasil Percobaan Mesin	81

4.7 Perbandingan Alat.....	82
BAB V PENUTUP	85
5.1 Kesimpulan	85
5.2 Saran	86

LAMPIRAN

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 Tanaman Padi	6
Gambar 1.2 Petani Menanam Padi	9
Gambar 2.1 Sistem Jajar Legowo	8
Gambar 2.2 Silent Chain	14
Gambar 2.3 Rantai Rol.....	15
Gambar 2.4 Bantalan	28
Gambar 2.5 Tipe Bantalan Gelinding	31
Gambar 3.1 Diagram Alir Pembuatan Mesin	36
Gambar 3.2 Sket Penanam Padi Sistem Ratio Putaran Roda	30
Gambar 4.1 Sproket Poros Roda ke Sproket Pengambil Padi	33
Gambar 4.2 Sproket Pengambil Ke Sproket Penanam.....	34
Gambar 4.3 Distribusi Gaya Pada Poros Penggerak Lengan	34
Gambar 4.4 Distribusi Gaya Bidang Horizontal (x).....	35
Gambar 4.5 Distribusi Gaya pada Poros Roda.....	68
Gambar 4.6 Distribusi Gaya pada Poros Roda.....	68
Gambar 4.7 Bidang Horizontal Terhadap Sumbu (x).....	69
Gambar 4.8 Gambar Potongan terhadap sumbu (y)	72

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Alternatif Jajar Legowo 2:1	11
Tabel 2.2 Alternatif Jajar Legowo 4:1 (1)	12
Tabel 2.3 Alternatif Jajar Legowo 4:1 (2)	12
Tabel 2.4 Ball Bearing Service Factors	34

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang.

Tanaman padi (*Oryza sativa L.*) merupakan sumber pangan utama penduduk Indonesia, yang sebagian besar dibudidayakan sebagai padi sawah. Karena merupakan makanan utama penduduk Indonesia maka beras harus tersedia selalu. Dalam upaya pencapaian target program peningkatan produksi beras nasional (P2BN) pemerintah dalam hal ini Departemen Pertanian melalui badan pengembangan dan penelitian telah banyak mengeluarkan rekomendasi untuk diaplikasikan oleh petani. Salah satu rekomendasi ini adalah system tanam yang benar dan baik melalui pengaturan jarak tanam yang dikenal dengan sistem tanam jarak legowo. Karena system tanam jarak legowo telah terbukti dapat meningkatkan hasil panen hingga 30%.^[1]



Gambar 1.1 : Tanaman Padi. ©google images

Berdasarkan hasil *Survey* yang kami lakukan di Komunitas Tani di daerah Tulungagung, Jawa Timur,

anggota Kelompok Tani ini memiliki tanah mereka sendiri yang terbilang cukup luas per orangnya, akan tetapi keuntungan yang mereka dapatkan dari hasil Tanah (Sawah) mereka sendiri terbilang kurang begitu besar karena ongkos yang begitu besar dalam proses penanaman hingga proses pemanenan pada Padi Mereka, dikarenakan untuk memberi upah sekitar Rp. 60.000-, per orang per *ru* tidak termasuk ongkos Makan dan Rokok walaupun ada yang merokok sedangkan kapasitas kerjanya untuk satu petak sawah biasanya membutuhkan sekitar 3-4 orang dan memakan waktu sehari penuh, sedangkan dengan menggunakan Mesin yang berada dipasaran saat ini membutuhkan waktu sekitar 2 jam untuk menanam 1 hektar sawah dengan ongkos Rp. 150.000-, per *ru* (1 hektar sama dengan 700 *ru*) (Kelompok Tani Tulungagung).



Gambar 1.2 : Petani Menanam Padi. ©google Images

Ditinjau dari segi efisiensi masih terbilang sangat kurang dengan proses tradisional tersebut, sehingga pemilik tanah lebih memilih menggunakan mesin penanam Padi yang modern tersebut, akan tetapi harga

dari mesin mesin tersebut masih terbilang mahal untuk para pemilik tanah.

Proses Penyemaian, Penanaman hingga Pemanenan yang sangat sederhana akan tetapi membutuhkan banyak Tenaga Kerja dan proses waktu yang lama. Agar dalam proses penanaman Bibit Padi ini tidak membutuhkan banyak tenaga, Biaya dan Waktu yang lama, maka salah satu alternatifnya adalah menciptakan sebuah Alat Bantu dengan mengaplikasikan sistem tanam jajar legowo yang dapat dioperasikan secara Manual untuk dapat dioperasikan oleh semua masyarakat dengan harapan dapat meningkatkan produktifitas, mempersingkat waktu panen serta dapat dikembangkan oleh para Petani itu sendiri dengan harga yang cukup terjangkau.

1.2. Rumusan Masalah.

Dalam perencanaan *Rancang Bangun Mesin Penanam Padi dengan Sistem Rasio Putaran Roda* ini muncul beberapa rumusan masalah antara lain :

1. Bagaimana cara menentukan elemen-elemen mesin pada mesin penanam padi ini.
2. Membandingkan Alat atau mesin yang ada dengan mesin yang akan dirancang.
3. Menentukan Kapasitas Produksi dari Mesin Penanam padi yang akan digunakan.

1.3. Batasan Masalah.

Pada pembahasan yang ada, maka dilakukan suatu batasan masalah agar pembahasan tidak meluas dan terfokus sehingga diperlukan parameter-parameter yang

dijadikan acuan dalam pembahasan, di antara Batasan Masalah tersebut adalah :

1. Perhitungan sambungan diasumsikan aman untuk pemakaian (aman dalam proses pengoprasian)
2. Kondisi lapangan dianggap tidak mempengaruhi alat secara signifikan.

1.4. Tujuan dan Manfaat.

Tujuan dan Manfaat yang diharapkan dari penyusunan Tugas Akhir ini adalah :

1. Untuk menentukan Elemen-elemen mesin dalam rancangan Alat.
2. Mendapatkan Perbandingan yang nyata antara Alat yang sudah ada dengan alat yang akan dibuat.
3. Mengetahui Kapasitas tanam yang dari Mesin Penanam Padi ini.

1.5. Sistematika Penulisan.

Penyusunan Tugas Akhir ini terbagi dalam lima bab yang secara garis besar dapat dijelaskan sebagai berikut :

BAB I. PENDAHULUAN

Pada bab ini membahas bagaimana tinjauan umum tentang Latar Belakang masalah, Tujuan, Batasan Masalah, dan Sistematika penulisan laporan Tugas Akhir.

BAB II. TINJAUAN PUSTAKA

Pada bab ini akan dijelaskan mengenai teori penunjang dan dasar perhitungan yang mendukung dalam pembuatan laporan Tugas Akhir.

BAB III. METODOLOGI

Pada bab ini akan dibahas mengenai Metodologi perencanaan Pembuatan Alat, Diagram Alir dalam proses Pembuatan Alat, dan Mekanisme Proses Kerja Alat.

BAB IV. HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan dijelaskan mengenai Pengujian Elemen Mesin yang didapat setelah perencanaan dan Perhitungan Elemen Mesin.

BAB V. KESIMPULAN

Memuat Kesimpulan berdasarkan Tujuan Tugas Akhir dan Rumusan Masalah yang dibuat dan dimuat.

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

-Halaman ini sengaja dikosongkan-

BAB II

DASAR TEORI

Dalam bab ini akan dibahas mengenai teori-teori dasar, rumusan dan konsep yang melatar belakangi perencanaan yang nantinya akan digunakan dalam perhitungan yang berdasarkan referensi yaitu meliputi daya motor yang digunakan untuk menggerakkan roda untuk menanam padi , poros, rantai dan sproket serta bearing (bantalan).

2.1 Padi^[2]

Padi (*Oryza sativa L*) merupakan salah satu tanaman budidaya terpenting dalam peradaban manusia. Padi sudah dikenal sebagai tanaman pangan penghasil beras sejak jaman prasejarah. Produksi padi duniamenempati urutan ketiga dari semua serealia setelah jagung dan gandum.

Keberadaan beras di Indonesia masih dianggap sebagai prduk kunci bagi kestabilan perekonomian dan politik, tetapi akhir-akhir ini negara indonesia sedang menghadapi krisis pangan akibat peningkatan jumlah penduduk yang diikuti oleh banyaknya lahan pertanian yang beralih fungsi menjadi kawasan industri dan pemukiman.

Selain itu, pengaruh bencana alam dan serangan hama juga menyebabkan produksi beras dalam negri menurun, sehingga untuk memenuhi kebutuhan nasional, pemerintah harus mengimpor beras dari negri lain , atau mengupayakan cara lain untuk mendongkrak produksi beras. Salah satu caranya adalah meningkatkan produksi

tanaman padi nasional. Maka dari itu ada yang namanya sistem tanam jajar legowo.

2.2 Sistem Tanam Jajar Legowo^[1]

Sistem tanam Jajar Legowo juga merupakan suatu upaya memanipulasi lokasi pertanaman sehingga pertanaman akan memiliki jumlah tanaman pinggir yang lebih banyak dengan adanya barisan kosong. Seperti diketahui bahwa tanaman padi yang berada dipinggir memiliki pertumbuhan dan perkembangan yang lebih baik dibanding tanaman padi yang berada di barisan tengah sehingga memberikan hasil produksi dan kualitas gabah yang lebih tinggi. Hal ini disebabkan karena tanaman yang berada dipinggir akan memperoleh intensitas sinar matahari yang lebih banyak.



Gambar 2.1 : Sistem Jajar Legowo ©BPPKP

Pada awalnya tanam jajar legowo umum diterapkan untuk daerah yang banyak serangan hama dan penyakit, atau kemungkinan terjadinya keracunan besi. Jarak tanam dua baris terpinggir pada tiap unit legowo lebih rapat dari pada baris yang ditengah (setengah jarak tanam baris yang di tengah), dengan maksud untuk mengkompensasi populasi tanaman pada baris yang dikosongkan. Pada baris

kosong, di antara unit legowo, dapat dibuat parit dangkal. Parit dapat berfungsi untuk mengumpulkan keong mas, menekan tingkat keracunan besi pada tanaman padi atau untuk pemeliharaan ikan kecil (muda).

Sistem tanam legowo kemudian berkembang untuk mendapatkan hasil panen yang lebih tinggi dibanding sistem tegel melalui penambahan populasi. Selain itu juga mempermudah pada saat pengendalian hama, penyakit, gulma, dan juga pada saat pemupukan.

Adapun manfaat dan tujuan dari penerapan sistem tanam Jajar Legowo adalah sebagai berikut :

1. Menambah jumlah populasi tanaman padi sekitar 30% yang diharapkan akan meningkatkan produksi baik secara makro maupun mikro.
2. Dengan adanya baris kosong akan mempermudah pelaksanaan pemeliharaan, pemupukan dan pengendalian hama penyakit tanaman yaitu dilakukan melalui barisan kosong atau lorong.
3. Mengurangi kemungkinan serangan hama dan penyakit terutama hama tikus. Pada lahan yang relatif terbuka hama tikus kurang suka tinggal didalamnya dan dengan lahan relatif terbuka kelembaban juga akan menjadi lebih rendah sehingga perkembangan penyakit dapat ditekan.
4. Menghemat pupuk karena yang dipupuk hanya bagian dalam tanaman dalam barisan.
5. Dengan menerapkan sistem tanam jajar legowo akan menambah kemungkinan barisan tanaman untuk mengalami efek tanaman pinggir dengan memanfaatkan sinar matahari secara optimal bagi

tanaman yang berada pada barisan pinggir. Semakin banyak intensitas sinar matahari yang mengenai tanaman maka proses metabolisme terutama fotosintesis tanaman yang terjadi di daun akan semakin tinggi sehingga akan didapatkan kualitas tanaman yang baik ditinjau dari segi pertumbuhan dan hasil. Sistem tanam legowo kemudian berkembang untuk mendapatkan hasil panen yang lebih tinggi dan terjadi penambahan populasi. Selain itu juga dapat mempermudah pada saat pengendalian hama, penyakit, gulma, dan pemupukan. Beberapa kemungkinan yang bisa menyebabkan rendahnya produktivitas pada jarak tanam yang rapat yaitu :

- i. Varietas umumnya akan tumbuh tidak optimal apabila menerima sinar yang rendah akibat adanya persaingan antar individu tanaman dalam jarak tanam rapat.
- ii. Terjadinya konsentrasi hara tertentu terutama N, P dan K serta air akibat pertanaman yang rapat, perakaran yang intensif sehingga pengurusan hara juga intensif.
- iii. Terjadinya persaingan dan tidak adanya ruang tersebut maka proses pertumbuhan seperti fotosintesis dan perkembangan dahan akan terhambat, hal tersebut dikarenakan unsur hara, air maupun cahaya merupakan kebutuhan mutlak bagi tanaman dalam proses fotosintesisnya. Sedangkan tanpa adanya ruang maka dahan akan saling menaungi

sehingga perkembangannya akan terganggu (Sugeng, 2001).

2.2.1 Cara Ubinan Jajar Legowo

Untuk mengetahui tingkat produktivitas tanaman antara lain dapat dilakukan dengan panen ubinan. Ubinan dibuat agar dapat mewakili hasil hamparan. Oleh sebab itu diperlukan langkah-langkah sebagai berikut :

1. Pilih pertanaman yang seragam dan dapat mewakili penampilan hamparan, baik dalam segi pertumbuhan, kepadatan tanaman, maupun kondisi terakhir yang ada di lapangan.
2. Tentukan luasan ubinan, minimal dua set jajar legowo yang berdekatan. Luas ubinan paling sedikit dibuat 10 m² dengan mengambil ukuran setengah jarak tanam. Jarak tanam dengan pola legowo berbeda dengan sistem tegel. Oleh karena itu ada beberapa alternatif yang dapat digunakan:

- Jika menggunakan pola tanam legowo 2:1 (25x 12,5x 50) cm, maka alternatif plot ubinan sebagai berikut :

Alternatif 1	2 set tanaman legowo sepanjang 10 m	= (6 x 0,25 m) x 8 m = 12 m ² atau setara dengan 256 rumpun
Alternatif 2	3 set tanaman legowo sepanjang 5 m	= (9 x 0,25 m) x 5 m = 11,25 m ² atau setara dengan 240 rumpun
Alternatif 3	4 set tanaman legowo sepanjang 4 m	= (12 x 0,25 m) x 4 m = 12 m ² atau setara dengan 256 rumpun

Tabel 2.1 : Alternatif Jajar Legowo 2:1

- Jika menggunakan pola tanam legowo 4:1 tipe 1 (25x 12,5x 50) cm, maka alternatif plot ubinan sebagai berikut :

Alternatif 1	2 set tanaman legowo sepanjang 5 m	$= (10 \times 0,25 \text{ m}) \times 5 \text{ m}$ $= 12,5 \text{ m}^2$ atau setara dengan 320 rumpun
Alternatif 2	3 set tanaman legowo sepanjang 3 m	$= (15 \times 0,25 \text{ m}) \times 3 \text{ m}$ $= 11,25 \text{ m}^2$ atau setara dengan 288 rumpun

Tabel 2.2 : Alternatif Jajar Legowo 4:1 (1)

- Jika menggunakan pola tanam legowo 4:1 tipe 2(25x 12,5x 50) cm, maka alternatif plot ubinan sebagai berikut :

Alternatif 1	2 set tanaman legowo sepanjang 5 m	$= (10 \times 0,25 \text{ m}) \times 5 \text{ m}$ $= 12,5 \text{ m}^2$ atau setara dengan 240 rumpun
Alternatif 2	3 set tanaman legowo sepanjang 3 m	$= (15 \times 0,25 \text{ m}) \times 3 \text{ m}$ $= 11,25 \text{ m}^2$ atau setara dengan 216 rumpun

Tabel 2.3 : Alternatif jajar Legowo 4:1 (2)

3. Tandai luasan yang akan diubin menggunakan ajir.
4. Laksanakan panen pada luasan ubinan tersebut, rontokkan gabahnya, dan bersihkan dari kotoran.
5. Ulangi pelaksanaan ubinan dengan menggunakan minimal 2 atau lebih ulangan.
6. Timbang gabah dan ukur kadar air saat panen.

Konversikan hasil ubinan per ha berdasarkan ukuran luasan maupun jumlah rumpun, kemudian konversikan kembali hasil gabah yang diperoleh dalam kadar air 14% (gabah kering giling atau GKG).

2.3 Analisa Gaya^{[4][5]}

Sebelum pembuatan mesin dilakukan uji coba awal untuk mengetahui besarnya gaya Penanaman. Dari hasil percobaan akan didapatkan gaya maksimal (F_{max}) setelah itu besarnya gaya terbesar pada penanaman dapat dihitung menggunakan rumus dengan menganalisa proses Penanaman Padi yang akan dilakukan.

2.3.1 Analisa Daya

Dari lampiran yang ada diasumsikan bahwa manusia dengan rata-rata umur 35 tahun yang mengoprasikan alat ini. Dengan ini Daya yang dihasilkan adalah :

$$HP = 0,35 - 0,09 \log t \quad (2.1)$$

Dimana : t = waktu kerja yang dilakukan oleh manusia dalam satuan menit.

Dengan catatan jika pengguna berumur kisaran 20 tahun maka daya yang dihasilkan akan lebih tinggi 15% dan jika pengguna berumur dikisaran 60 tahun daya yang akan dihasilkan akan lebih kecil sebanyak 20% m

2.4 Pemilihan jenis rantai^{[4][5]}

Rantai adalah salah satu elemen mesin yang berfungsi untuk mentransmisikan daya. Jarak yang jauh antara dua buah poros sering tidak memungkinkan transmisi langsung dengan roda gigi. Dan hal ini secara

transmisi daya yang lain dapat diterapkan, dimana sebuah rantai dibelitkan disekeliling sproket yang terdapat pada poros. Sproket rantai dibuat dari baja karbon untuk ukuran kecil, dan besi cor atau baja cor untuk ukuran besar. Secara garis besar rantai terbagi atas dua jenis, yaitu :

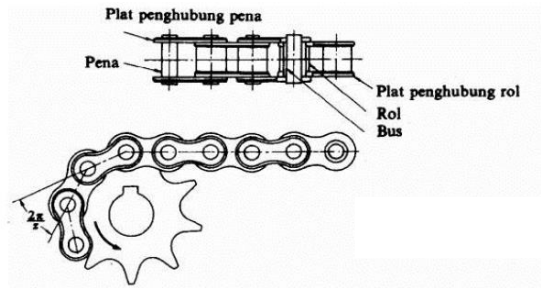
1. Rantai gigi (*Silent Chain Inverted Tooth*)



©Hi-Tech Wire Netting Company

Gambar 2.2 : Silent Chain

2. Rantai rol (*Roller Chain*)



Gambar 2.3 : Rantai rol

Kelebihan atau keuntungan menggunakan transmisi rantai, antara lain :

- a. Dapat meneruskan daya tanpa adanya slip.
- b. Mampu memindahkan daya yang cukup besar.
- c. Perbandingan putarannya tetap.
- d. Jarak kedua poros dapat lebih jauh.
- e. Dapat digunakan untuk menggerakkan beberapa mekanisme dengan hanya satu penggerak.
- f. Efisiensi cukup tinggi ($\eta \approx 98\%$)

2.4.1 Putaran dan jumlah gigi sproket

Untuk mendapatkan putaran n dan jumlah gigi Nt pada sproket, maka menggunakan perbandingan :

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Nt_2}{Nt_1} \quad (2.2)$$

dimana :

putaran 1 = 1 n (rpm)

putaran 2 = 2 n (rpm)

jumlah gigi pada sproket penggerak 1 = tN

jumlah gigi pada sproket yang digerakkan

2 = tN

2.4.2 Diameter sproket

Bila sproket bergerak atau berputar berlawanan dengan arah jarum jam, maka akan diperoleh :

$$\sin \frac{\gamma}{2} = \frac{p/2}{d/2} \text{ atau } d = \frac{p}{\sin(\frac{\gamma}{2})} \quad (2.3)$$

Keterangan:

γ = sudut pitch

p = pitch (mm)

d = diameter sproket (mm)

dimana :

$$\gamma = \frac{360}{Nt} \text{ (} Nt = \text{Jumlah gigi sproket)}$$

Sehingga, persamaan menjadi :

$$d = \frac{p}{\sin(\frac{180}{Nt})} \quad (2.4)$$

Dengan demikian dapat diartikan sproket dengan jumlah gigi lebih banyak dianggap baik untuk sproket penggerak, namun dalam aplikasinya keuntungan akan didapat bila sproket dibuat sekecil mungkin dengan jumlah gigi sproket yang sedikit.

2.4.3 Kecepatan rantai

Kecepatan rantai biasanya diartikan sebagai jumlah panjang (meter) yang masuk ke dalam sproket tiap satuan waktu (menit), sehingga dapat dinyatakan dengan :

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 1000} \cdot \frac{Nt \cdot p \cdot n}{60 \cdot 1000} \quad (2.5)$$

Dimana :

- v = kecepatan keliling sproket (m/det)
 Nt = jumlah gigi sproket
 p = pitch (mm)
 d = diameter sproket (mm)
 n = putaran (rpm)

2.4.4 Panjang rantai

Panjang rantai yang diperlukan dalam transmisi sproket dihitung berdasarkan jumlah *pitch*, sehingga perhitungan panjang rantai secara pendekatan dapat dihitung dengan persamaan :

$$\frac{L}{p} = \frac{2 \cdot C}{p} + \frac{Nt1 + Nt2}{2} + \frac{(Nt2 - Nt1)^2}{4\pi^2 \frac{C}{p}} \quad (2.6)$$

Dimana :

- L = panjang rantai (mm)
 p = pitch (mm)
 C = jarak kedua sumbu sproket (mm)
 $Nt1$ = Jumlah gigi pada sproket penggerak
 $Nt2$ = Jumlah gigi pada sproket yang digerakkan

2.5 Poros^{[4][5]}

Poros merupakan salah satu bagian yang terpenting dari setiap mesin. Hampir semua mesin meneruskan tenaga bersama-sama dengan putaran. Peranan utama

dalam transmisi seperti itu dipegang oleh poros. (Sularso, 1994)

2.5.1 Macam - Macam Poros

Poros untuk meneruskan gaya diklasifikasikan menurut pembebanannya sebagai berikut :

(1) Poros Transmisi

Poros macam ini terdapat beban puntir murni atau puntir dan lentur. Daya ditransmisikan kepada poros ini melalui kopling, roda gigi, puli sabuk atau sproket rantai, dan lain-lain.

(2) Spindel

Poros transmisi yang relatif pendek, seperti poros utama mesin perkakas, dimana beban utamanya berupa puntiran disebut spindel. Syarat yang harus dipenuhi poros ini adalah deformasinya harus kecil dan bentuk serta ukurannya harus teliti.

(3) Gandar (axle)

Poros ini dipasang antara roda – roda kereta api, tidak mendapat beban puntir dan tidak berputar. Gandar ini hanya mendapat beban lentur kecuali bila digerakkan oleh penggerak mula, maka pros akan mengalami beban puntir.

(4) Poros (shaft)

Poros yang ikut berputar untuk memindahkan daya dari mesin ke mekanisme yang digerakkan. Poros ini mendapat beban puntir murni dan lentur.

(5) Poros luwes (flexible shaft)

Poros yang berfungsi untuk memindahkan daya dari dua mekanisme dimana putaran poros dapat membentuk sudut dengan poros lainnya, daya yang dipindahkan biasanya kecil.

2.5.2 Hal - Hal Penting Dalam Perencanaan Poros

Untuk merencanakan sebuah poros, hal-hal berikut ini perlu diperhatikan.

1. Kekuatan Poros

Suatu poros transmisi dapat mengalami beban puntir atau lentur atau gabungan antara puntir dan lentur seperti telah diutarakan di atas. Juga ada poros yang mendapat beban tarik atau tekan seperti poros baling-baling kapal atau turbin, dan lain-lain.

Kelelahan, tumbukan atau pengaruh konsentrasi tegangan bila diameter poros diperkecil (poros bertangga) atau bila poros mempunyai alur pasak, harus diperhatikan.

Sebuah poros harus direncanakan hingga cukup kuat untuk menahan beban-beban di atas.

2. Kekakuan Poros

Meskipun sebuah poros mempunyai kekuatan yang cukup tetapi jika lenturan atau defleksi puntirnya terlalu besar akan mengakibatkan ketidak-telitian (pada mesin perkakas) atau getaran dan suara (misalnya, pada turbin dan kotak roda gigi).

Karena itu, di samping kekuatan poros, kekakuannya juga diperhatikan dan disesuaikan dengan macam mesin yang akan dilayani poros tersebut.

3. Korosi

Bahan-bahan tahan korosi (termasuk plastik) harus dipilih untuk poros popeler dan pompa bila terjadi kontak dengan fluida yang korosif. Demikian pula untuk poros-poros yang terancam kavitasi, dan poros-poros mesin yang sering berhenti lama. sampai batas-batas tertentu dapat pula dilakukan perlindungan terhadap korosi.

4. Bahan Poros

Poros untuk mesin umum biasanya dibuat dari baja batang yang ditarik dingin dan finish, baja karbon kontruksi mesin (disebut bahan S-C) yang dihasilkan oleh ingot.

Dalam sub bab ini kita akan membahas poros (*shaft*). Poros yang ikut berputar untuk

memindahkan daya dari mesin ke mekanisme yang digerakkan. Poros ini mendapat beban puntir murni dan lentur. Dengan demikian poros akan mengalami tegangan geser karena momen puntir dan tegangan tarik karena momen lentur.

Pada perhitungan poros, yang akan ditentukan adalah diameter poros dan yang akan dicari adalah tegangan yang diterima atau yang ditimbulkan oleh mekanisme yang terpasang pada poros. Yaitu melalui perhitungan mekanika teknik mengenai gaya – gaya yang bekerja dan momen yang terjadi pada poros.

2.5.3 Bidang Horizontal dan Vertikal

Gaya yang bekerja untuk setiap titik pada poros dan jarak antara titik satu dengan yang lain ditentukan. Dengan mengacu pada persamaan $\sum M=0$ dan $\sum F=0$, maka momen bending dan gaya yang bekerja pada poros untuk bidang horizontal dan vertikal dapat dihitung.

Setelah menghitung gaya dan momen bending yang terjadi maka dibuat diagram bidang momen. Dengan membuat diagram bidang momen tersebut kita akan bisa melihat letak momen terbesar pada poros.

2.5.4 Poros Dengan Beban Puntir dan Lentur^[4]

Poros pada umumnya meneruskan daya melalui belt, roda gigi, rantai dan sebagainya. Dengan demikian poros tersebut mendapatkan

beban puntir dan lentur, sehingga pada permukaan poros terjadi tegangan geser karena momen puntir dan tegangan tarik karena momen lentur.

- Poros dengan beban puntir

Hal-hal yang perlu diperhatikan akan diuraikan seperti di bawah ini :

Pertama kali, ambillah suatu kasus dimana daya P (kW) harus ditransmisikan dan putaran poros n_1 (rpm) diberikan. Dalam hal ini perlu dilakukan pemeriksaan terhadap daya P tersebut. Jika P adalah daya rata-rata yang perlu dilakukan, maka harus dibagi dengan efisiensi mekanis η dari sistem transmisi untuk mendapatkan daya penggerak mula yang diperlukan.

Daya yang besar mungkin diperlukan pada saat start, atau mungkin beban yang besar terus bekerja setelah *start*. Dengan demikian sering kali diperlukan koreksi pada daya rata-rata yang diperlukan dengan menggunakan faktor pada perencanaan.

Jika daya yang diberikan dalam daya kuda (Hp), maka harus dikalikan dengan 0,735 untuk mendapatkan daya dalam kW. Jika momen puntir sebagai momen rencana adalah T (kg.mm), maka :

$$P_d = \frac{(T / 1000)(2\pi.n_1 / 60)}{102} \quad (2.7)$$

Untuk mencari momen torsi, persamaan diatas menjadi :

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n_1} \quad (2.8)$$

dimana :

T = momen puntir perencanaan (kg.mm)

P_d = daya perencanaan (kW)

n_1 = putaran (rpm)

Bila momen torsi T (kg.mm) dibebankan pada suatu poros dengan diameter D (mm), maka tegangan puntir τ_t (kg/mm²) yang terjadi adalah :

$$\tau_t = \frac{Mt.c}{J} \quad (2.9)$$

keterangan :

τ_t = tegangan puntir (kg/mm²)

M_t = momen puntir (kg.mm)

c = jari – jari poros (mm)

J = momen polar pada inertia (mm⁴)

dimana,

$$c = \frac{1}{2} d \quad (2.10)$$

$$J = \frac{\pi}{32} d^4 \quad (2.11)$$

Dari persamaan tersebut di atas dapat ditulis menjadi :

$$\begin{aligned} \tau_t = \frac{T.c}{J} &\rightarrow \tau_t = \frac{T \cdot \frac{1}{2}d}{\frac{\pi}{32}d^4} \\ &= \frac{16.T}{\pi.d^3} \end{aligned} \quad (2.12)$$

- Poros dengan beban lentur

Beban lentur sebagai akibat dari tegangan tarik dicari dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\sigma_x = \frac{Mb.c}{J} \quad (2.13)$$

keterangan :

- σ_x = tegangan bending (kg/mm²)
- Mb = momen bending (kg.mm)
- c = jari – jari poros (mm)
- J = momen polar pada inertia (mm⁴)

$$\text{dimana, } c = \frac{1}{2}d$$

$$J = \frac{\pi}{64} d^4 \quad (2.14)$$

Dari persamaan tersebut di atas dapat ditulis menjadi :

$$\begin{aligned} \sigma_x = \frac{Mb.c}{J} &\rightarrow \sigma_x = \frac{Mb.\frac{1}{2}d}{\frac{\pi}{64}d^4} \\ &= \frac{32.Mb}{\pi.d^3} \quad (2.15) \end{aligned}$$

Akibat momen bending dan momen lentur tersebut dapat dinyatakan dengan persamaan (teori *Tresca*) :

$$\tau_{mak} = \frac{\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}}{2} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad (2.16)$$

Dengan memasukkan persamaan momen bending dan momen lentur, tegangan maksimum untuk poros pejal :

$$\tau_{mak} = \sqrt{\left(\frac{16.Mb}{\pi.d^3}\right)^2 + \left(\frac{16.Mt}{\pi.d^3}\right)^2} \quad (2.17)$$

Sehingga Didapat :
Untuk Poros Berlubang :

$$\tau_{max} = \frac{0,5S_{yp}}{N} = \frac{16}{\pi D_0^3 [1 - (D_i/D_0)^4]} \sqrt{M^2 + T^2} \quad (2.18)$$

Untuk Poros Pejal :

$$\tau_{max} = \frac{0,5S_{yp}}{N} = \frac{16}{\pi D^3} \sqrt{M^2 + T^2} \quad (2.19)$$

(Refrensi 4, Halaman 338)

Dimana:

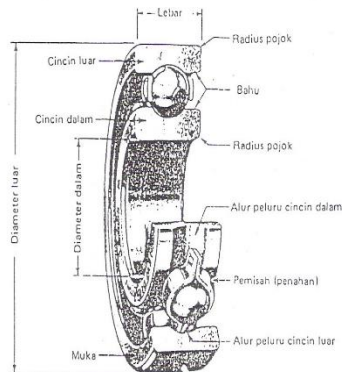
- τ_{max} = Tegangan geser maksimal
- S_{yp} = Tegangan Tarik Material
- N = Faktor keamanan
- D_i = Diameter Dalam
- D_o = Diamter Luar
- M = Momen Bending
- T = Torsi

Faktor keamanan diperlukan bila terjadi tegangan terhadap kekuatan benda. Nilai faktor tegangan sesuai dengan berikut.

- N= Angka keamanan atau *safety factor(sf)*
- = 2-3 (untuk beban statis)
- = 3,1 – 4 (untuk beban dinamis)
- = 4,1 – 5 (untuk beban kejut)

2.6 Bantalan (Bearing)^{[4][5]}

Bantalan merupakan elemen mesin yang menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman, dan panjang umur. Seperti pada gambar 2.7. Bantalan harus cukup kokoh agar poros serta elemen-elemen mesin dapat bekerja dengan baik. Jika bantalan tidak berfungsi dengan baik, maka prestasi seluruh sistem akan menurun atau tidak bekerja dengan semestinya. Jadi, bantalan dalam permesinan dapat disamakan peranannya dengan pondasi pada gedung.



Gambar 2.4 : Bantalan

2.6.1 Klasifikasi Bantalan

Bantalan dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

1. Atas dasar gerakan bantalan terhadap poros
 - a. Bantalan Luncur

Pada bantalan ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bantalan karena

permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantara lapisan pelumas.

b. Bantalan Gelinding

Pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian-bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola (peluru), rol atau rol jarum, dan rol bulat.

2. Atas dasar arah beban terhadap poros

a. Bantalan radial

Arah beban yang ditumpu bantalan ini adalah tegak lurus dengan sumbu poros.

b. Bantalan axial

Arah beban bantalan ini sejajar dengan sumbu poros.

c. Bantalan radial-axial

Bantalan ini dapat menumpu beban yang arahnya sejajar dan tegak lurus sumbu poros.

Oleh karena pembebanan bantalan yang tidak ringan, maka bahan bantalan harus tahan karat, kuat, mempunyai koefisien gesek rendah dan mampu bekerja pada temperatur tinggi. Proses pemilihan bantalan dipengaruhi oleh pemakaian, lokasi dan macam.

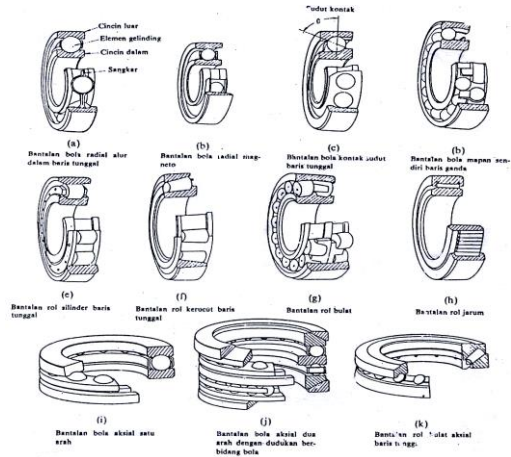
Dalam pemilihan bantalan perlu mempertimbangkan gaya atau beban yang bekerja pada bantalan dimana kekuatan bahan bantalan harus lebih besar dari pada beban yang mengenai bantalan tersebut.

Beban yang diterima oleh bantalan biasanya adalah beban aksial dan radial yang konstan yang bekerja pada bantalan dengan ring dalam yang berputar dan ring luar tetap (diam).

2.6.2 Perencanaan Bantalan

Dalam perencanaan ini akan digunakan jenis bantalan gelinding (*rolling bearing*) karena bantalan ini mampu menerima beban aksial maupun radial relatif besar. Bantalan gelinding umumnya lebih cocok untuk beban kecil daripada bantalan luncur. Tergantung dari pada bentuk elemen gelindingnya. Putaran pada bantalan ini dibatasi oleh gaya sentrifugal yang timbul pada elemen gelinding tersebut. Karena konstruksinya yang sukar dan ketelitiannya yang tinggi, maka bantalan gelinding hanya dibuat di pabrik-pabrik tertentu.

Keunggulan bantalan ini adalah gaya geseknya yang sangat rendah, pelumasannya sangat sederhana, cukup dengan gemuk (*steand pead*), bahkan pada jenis yang memakai sil sendiri tidak perlu memakai pelumas lagi. Pada waktu memilih bantalan ciri masing-masing harus dipertimbangkan sesuai dengan pemakaiannya, lokasi dan macam beban yang dialami.



Gambar 2.3 : Tipe Bantalan Gelinding

2.6.3 Beban Ekuivalen pada Bantalan

Beban ekuivalen adalah beban radial yang konstan yang bekerja pada bantalan dengan ring dalam yang berputar dan ring luar yang tetap, dan akan memberikan umur yang sama, seperti bila bantalan bekerja dengan kondisi nyata untuk beban dan putaran yang sama.

Beban ekuivalen pada bantalan adalah :

$$P = V \cdot F_r \quad (2.20)$$

dimana :

P = beban ekuivalen (kgf)

F_r = beban radial (kgf)

V = faktor putaran konstanta

= 1,0 untuk ring dalam yang berputar

= 1,2 untuk ring luar yang berputar

2.6.4 Prediksi Umur Bantalan

Dalam memilih bantalan gelinding, umur bantalan sangat perlu diperhatikan. Ada beberapa definisi mengenai umur bantalan, yaitu :

1. Umur (*Life*)

Didefinisikan sebagai jumlah perputaran yang dapat dicapai dari bantalan sebelum mengalami kerusakan atau kegagalan yang pertama pada masing-masing elemennya seperti *ring* atau bola atau *roll*.

2. Umur Berdasarkan Kepercayaan (*Rating Life*)

Didefinisikan sebagai umur yang dicapai berdasarkan kepercayaan (*reliability*) 90% berarti dianggap 10% kegagalan dari jumlah perputaran. Umur ini disimbolkan dengan L_{10} dalam jumlah perputaran atau L_{10h} dengan satuan jam dengan anggapan putarannya konstan.

3. Basis Kemampuan Menerima Beban (*Basic Load Rating*)

Disebut juga dengan *basic load rating* (beban dinamik) diartikan sebagai beban yang mampu diterima dalam keadaan dinamis berputar dengan jumlah putaran konstan 10^6 putaran dengan ring luar tetap dan ring dalam yang berputar.

4. Kemampuan menerima beban statis (*Basic Static Load Rating*)

Didefinisikan sebagai jumlah beban radial yang mempunyai hubungan dengan defleksi total yang terjadi secara permanen pada elemen-elemen bantalannya, yang diberikan bidang tekanan, disimbulkan dengan Co.

Berbagai kegunaan bantalan atau bearing terhadap nilai keamanan. Nilai keamanan dilihat kondisi dan jenis bearing

No.	Type of service	Multiply calculated load by following factors	
		Ball Bearing	Roller Bearing
1	Uniform and steady load	1,0	1,0
2	Light shock load	1,5	1,0
3	Moderate shock load	2,0	1,3
4	Heavy shock load	2,5	1,7
5	Extreme and indefinite shock load	3,0	2,0

Tabel 2.4 : Ball bearing service factors (Fs)

Deutschman, Machine Design Theory and Practice)

Umur Bantalan

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^b \frac{10^6}{60 \cdot n_p}$$

(Deutschman, Machine Design Theory and Practice, 1975)

Dimana :

L_{10} = Umur Bantalan jam kerja

- C = Beban Dinamis (lbf)
P = Beban Equivalen (lbf)
np = Putaran (rpm)
b = Konstanta (3 untuk ball bearing dan 0,3
untuk roller bearing)

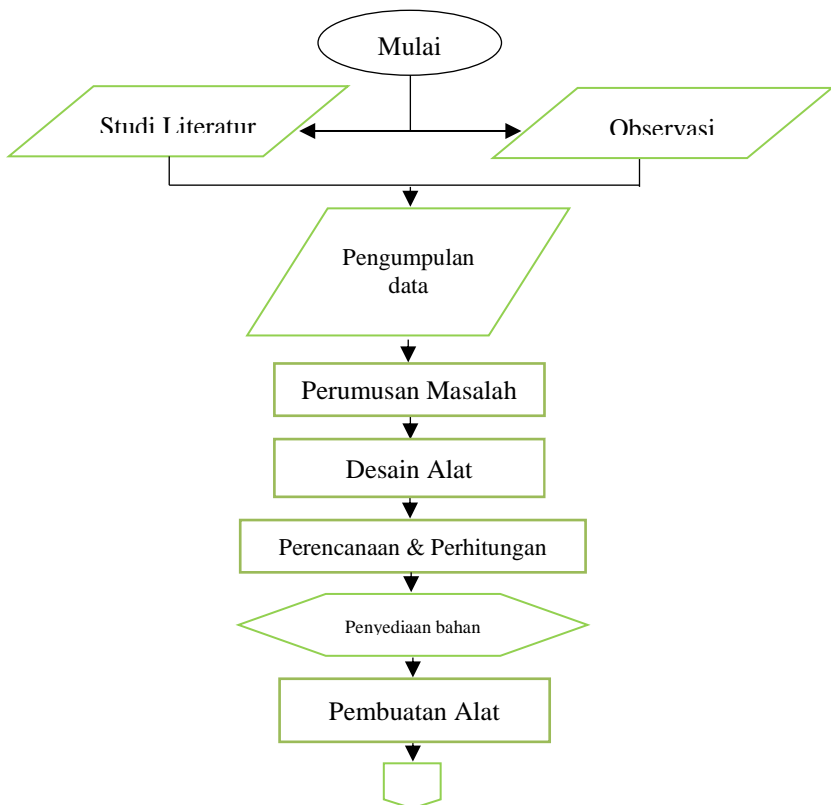
-Halaman Ini Sengaja Dikosongkan-

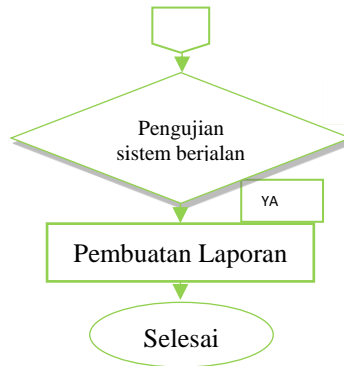
BAB III

METODOLOGI

Pada bab ini akan dibahas secara detail mengenai perencanaan dan pembuatan alat, secara keseluruhan proses pembuatan dan penyelesaian Tugas Akhir ini digambarkan dalam diagram alir atau flow chart di bawah ini.

3.1 Diagram Alir Proses Pembuatan Mesin Penanam Padi Sistem Ratio Putaran Roda





Gambar 3.1 Diagram Alir Pembuatan Mesin

3.2 Tahapan Proses Pembuatan Mesin

Dalam pelaksanaan pembuatan Rancang Bangun Mesin Penanam Padi dengan Sistem Putaran Roda melalui beberapa tahapan sebagai berikut:

1. Observasi

Observasi atau studi lapangan ini dilakukan dengan survei langsung di lokasi tentang tata cara menanam padi di daerah Tulungagung Jawa Timur. Hal ini dilakukan dalam rangka pencarian data yang nantinya dapat menunjang penyelesaian tugas akhir ini.

2. Studi literatur

Pada studi literatur mencari dan mempelajari bahan pustaka yang berkaitan dengan segala permasalahan mengenai perencanaan mesin

penanam padi ini yang diperoleh dari berbagai sumber antara lain buku, publikasi-publikasi ilmiah, dan survey mengenai komponen-komponen di pasaran.

3. Perumusan Masalah

Setelah mengkaji data-data dan informasi observasi terhadap studi literatur. Dalam hal ini ditemukan permasalahan mengenai proses penanaman padi yaitu biaya yang besar serta tenaga kerja yang banyak dengan waktu yang relatif masih lama.

4. Desain Alat

Memebuat desain yang diperlukan dalam proses pembuatan yaitu, perancangan gambar berdasarkan data yang diperoleh setelah melakukan studi literatur dan observasi. Desain alat yang dibuat meliputi kerangka, sistem penanaman padi. Dari desain tersebut akan mengetahui betuk serta gambar koponen.

5. Perencanaan dan perhitungan

Perencanaan dan perhitungan ini bertujuan untuk mendapatkan desain dan mekanisme yang optimal dengan memperhatikan data yang telah didapat dari studi literatur dan observasi langsung. Rencana mesin yang akan di rancang ini adalah mesin penanam padi.

6. Pembuatan Alat

Dari hasil perhitungan dan perencanaan dapat diketahui spesifikasi dari bahan maupun dimensi dari komponen yang akan diperlukan untuk pembuatan alat. Dari komponen yang diperoleh kemudian dilakukan perakitan untuk membuat alat yang sesuai dengan desain yang telah dibuat

7. Pengujian Alat

Setelah alat selesai dibuat lalu dilakukan pengujian dengan mengoperasikan alat tersebut. Dalam pengujian nanti akan dicatat dan dibandingkan waktu yang diperlukan dalam penanaman padi.

8. Pembuatan Laporan

Tahap ini merupakan ujung dari pembuatan mesin penanam padi ini, dengan menarik kesimpulan yang didapat dari hasil pengujian yang telah dilakukan.

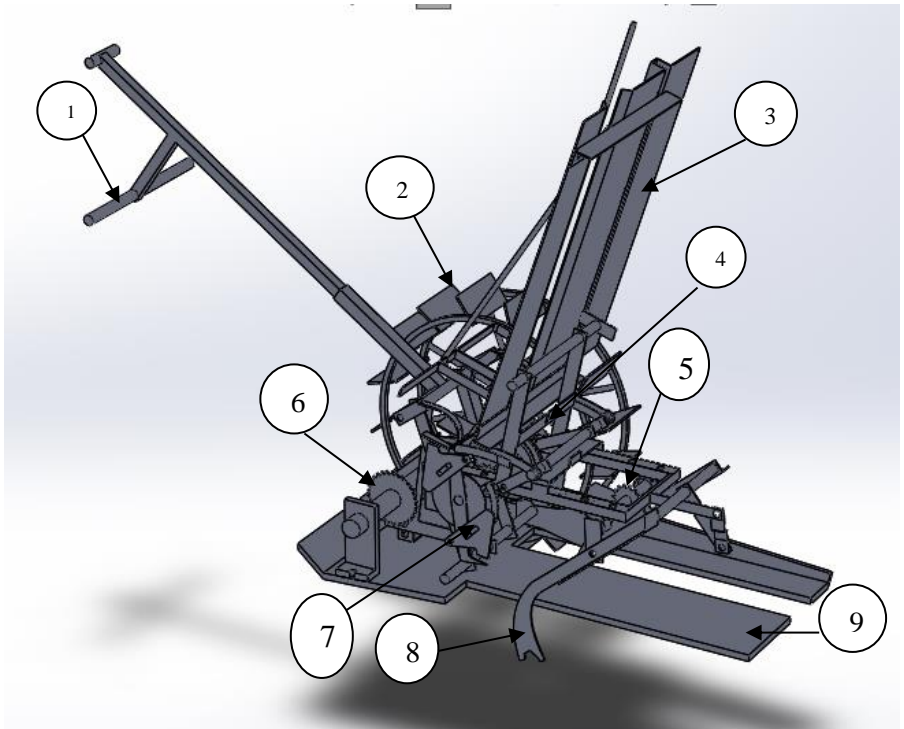
3.3 Prinsip Kerja Mesin Penanam Padi Sistem Ratio Putaran Roda

Alat ini digunakan untuk menanam padi yang kontinu dengan jarak yang konstan sesuai dengan parameter yang telah terpasang.

Prinsip kerja mesin penanam padi ini untuk mengatur jarak tanam yang seragam dan kontinu antara jarak padi kanan dan kiri serta jarak tanam padi depan dan belakang sesuai dengan sistem tanam jarak legowo yang telah diaplikasikan pada mesin ini. Dengan cara menaruh padi yang siap tanam (telah disemai dan berumur muda) di tempat yang ada pada mesin penanam padi, setelah itu tinggal menarik mesin penanam padi dengan tenaga manusia.

Mesin ini digerakkan dengan tenaga manusia yang rata-rata menghasilkan daya 0,18hp (lampiran) untuk menarik mesin penanam padi. Sehingga mesin ini tidak perlu mengeluarkan banyak biaya serta emisi dari motor diesel dan maintenance yang mudah.

3.4 Komponen Mesin



Gambar 3.2 Sket Mesin Penanam Padi Sistem Ratio Putaran Roda

Keterangan gambar :

1. Pegangan untuk petani
2. Roda benggerak mesin penanam padi
3. Tempat padi yang mau ditanam
4. Pengatur sedikit banyaknya penanaman padi
5. Sproket penggerak tangan penanam padi
6. Sproket untuk menggerakkan sistem
7. Tangan untuk mengambil padi
8. Tangan penanam padi
9. Pelampung

-Halaman Ini Sengaja Dikosongkan-

BAB IV

PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

Pada Bab ini akan dibahas mengenai perhitungan dan Perencanaan dalam pembuatan alat, mulai dari perhitungan Elemen-elemen Mesin yang ada dan Daya yang bekerja pada Alat yang dibuat.

4.1 Analisa Daya

Dari lampiran yang ada diasumsikan bahwa manusia dengan rata-rata umur 35 tahun yang mengoperasikan alat ini. Dengan ini Daya yang dihasilkan adalah :

$$HP = 0,35 - 0,09 \log t$$

Dimana : t = waktu kerja yang dilakukan oleh manusia dalam satuan menit.

Dengan catatan jika pengguna berumur kisaran 20 tahun maka daya yang dihasilkan akan lebih tinggi 15% dan jika pengguna berumur dikisaran 60 tahun daya yang akan dihasilkan akan lebih kecil sebanyak 20%, dengan ini Daya yang dihasilkan dalam HP adalah :

$$\begin{aligned} HP &= 0,35 - 0,09 \log t \\ &= 0,35 - 0,09 \log 60 \\ &= 0,18 \text{ HP} \approx 134,226 \text{ Watt} \approx 0,1342 \text{ kW} \end{aligned}$$

4.2 Perhitungan Rantai

Dalam sub-Bab ini menjelaskan tentang perencanaan Rantai yang akan digunakan untuk menggerakkan bagian-bagian yang ada dalam Alat yang akan dibuat.

4.2.1 Daya Desain

Penentuan Daya Desain untuk membantu mencari jenis dan nomer Rantai yang akan digunakan sehingga Daya akan tertransmisikan dengan baik.

Besarnya Daya Desain adalah :

$$P_b = f_c \times P$$

Dimana : f_c = Faktor Koreksi

P = Daya yang ada

Dengan ini Daya Desain bisa didapatkan dengan :

$$P_b = f_c \times P$$

$$P_b = 1,0 \times 0,1342 \text{ kW}$$

$$P_b = 0,1342 \text{ kW}$$

Nomer rantai yang akan digunakan adalah Rantai dengan nomer 50,

Dengan data *Sprocket* 1:

$$\text{Sprocket Kecil (Nt}_1\text{)} = 12$$

$$\text{Sprocket Besar (Nt}_2\text{)} = 48$$

$$\text{Putaran Alat (n)} = 17,5 \text{ rpm}$$

$$\text{Pitch} = 15.88 \text{ mm}$$

4.2.2 Menghitung Diameter Sproket 1.

Diameter *Sprocket* dihitung menggunakan Rumus :

$$D = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{Nt}\right)}$$

Dimana : p : *Pitch*

Nt : Jumlah Gigi

Diameter *Sprocket* yang akan digunakan oleh alat ini adalah :

$$\begin{aligned} D_1 &= \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{Nt_1}\right)} \\ &= \frac{15,88}{\sin\left(\frac{180}{12}\right)} \\ &= 61,36 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D_2 &= \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{Nt_2}\right)} \\ &= \frac{15,88}{\sin\left(\frac{180}{48}\right)} \\ &= 242,80 \text{ mm} \end{aligned}$$

4.2.3 Menghitung kecepatan saat beroperasi rantai 1.

Menghitung Kecepatan Rantai saat beroperasi dengan menggunakan Persamaan :

$$v = \frac{Nt \times p \times n}{12}$$

Kecepatan rantai saat mesin beroperasi adalah :

$$\begin{aligned} v &= \frac{Nt \times p \times n}{12} \\ &= \frac{48 \times 15,88 \times 17,5}{12} \\ &= 1111,6 \text{ } ^{ft}/_{min} \end{aligned}$$

4.2.4 Menghitung Gaya beban Rantai 1.

Gaya yang membebani rantai adalah :

$$\begin{aligned} F &= \frac{102 \times Pd}{v} \\ &= \frac{102 \times 0.1342 \text{ Kw}}{1111,6 \text{ } ^{ft}/_{min}} \\ &= 1,23 \times 10^{-2} \text{ N} \end{aligned}$$

Nomer rantai 50, Spesifikasinya sebagai berikut :

- P = 15,88
- R = 7,94
- F_B = 3200kg
- F_U = 520kg
- Nt₁ = 15
- Nt_{1min} = 13

4.2.5 Menghitung Panjang Rantai 1.

Panjang Rantai dihitung menggunakan persamaan :

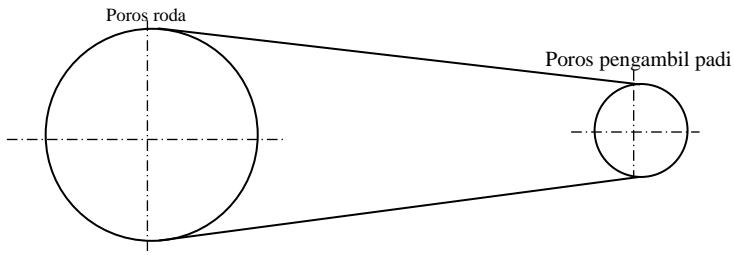
$$L = p \times \left(\frac{2 \times C}{p} + \frac{Nt_1 + Nt_2}{2} + \frac{Nt_1 - Nt_2}{4\pi^2 \times \frac{C}{p}} \right)$$

Dimana : p = Pitch (mm)

C = Jarak antar poros Sprocket (mm)

Nt = Jumlah Gigi sprocket penggerak

Dari Persamaan diatas maka Panjang rantai dari roda ke tangan pengambil Padi adalah :



Gambar 4.1 : Sprocket Poros Roda ke Sprocket Pengambil Padi

$$\begin{aligned} L &= p \times \left(\frac{2 \times C}{p} + \frac{Nt_1 + Nt_2}{2} + \frac{Nt_1 - Nt_2}{4\pi^2 \times \frac{C}{p}} \right) \\ &= 15,88 \times \left(\frac{2 \times 200}{15,88} + \frac{12 + 48}{2} + \frac{48 - 12}{4\pi^2 \times \frac{200}{15,88}} \right) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= 15,88 \times (25,189 + 30 + 0,072) \\
 &= 822,545 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

4.2.6 Menghitung Diameter Sprocket 2.

Dengan data *Sprocket* 2 adalah sebagai berikut :

<i>Sprocket</i> Kecil (Nt_1)	= 12
<i>Sprocket</i> Besar (Nt_2)	= 24
Putaran Alat (n)	= 50 rpm
Pitch	= 15.88 mm

Diameter *Sprocket* 2 yang akan digunakan oleh alat ini adalah :

$$\begin{aligned}
 D_1 &= \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{Nt_1}\right)} \\
 &= \frac{15,88}{\sin\left(\frac{180}{12}\right)} \\
 &= 61,36 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 D_2 &= \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{Nt_2}\right)} \\
 &= \frac{15,88}{\sin\left(\frac{180}{24}\right)} \\
 &= 121,67 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

4.2.7 Menghitung kecepatan rantai 2 saat beroperasi.

Kecepatan rantai 2 saat mesin beroperasi adalah :

$$v = \frac{Nt \times p \times n}{12}$$

$$= \frac{24 \times 15,88 \times 50}{12}$$

$$= 1588 \text{ } ^{ft}/_{min}$$

4.2.8 Menghitung Gaya beban Rantai 2.

Gaya yang membebani rantai adalah :

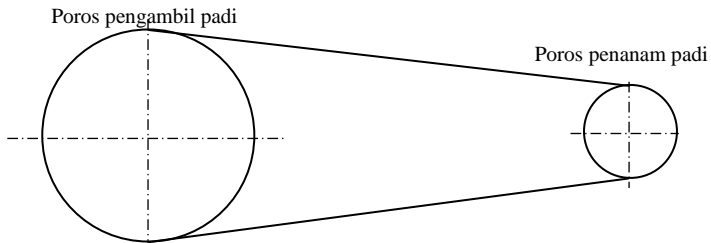
$$F = \frac{102 \times Pd}{v}$$

$$= \frac{102 \times 0.1342 \text{ Kw}}{1588 \text{ } ^{ft}/_{min}}$$

$$= 8,62 \times 10^{-3} \text{ N}$$

4.2.9 Menghitung Panjang Rantai 2.

Panjang rantai dari tangan pengambil Padi ke tangan penanam Padi adalah :



Gambar 4.2 : Sprocket Pengambil ke Sprocket Penanam

$$L = P \times \left(\frac{2 \times C}{P} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{Z_1 - Z_2}{4\pi^2 \times \frac{C}{P}} \right)$$

$$\begin{aligned}
&= 15,88 \times \left(\frac{2 \times 200}{15,88} + \frac{12 + 24}{2} + \frac{24 - 12}{4\pi^2 \times \frac{200}{15,88}} \right) \\
&= 15,88 \times (25,189 + 18 + 0,024) \\
&= 686,222 \text{ mm}
\end{aligned}$$

4.3 Perencanaan Poros

Pada mesin Penanam Padi ini mempunyai 3 poros yang menggerakkan 4 Tangan penanam secara bergantian dan mempunyai 4 sprocket yang berada pada poros, Pada Perhitungan ini hanya membahas 1 Poros yang menggerakkan 2 Buah tangan penanam dibagian Tengah Mesin, karena mempunyai banyak beban dan gaya yang terjadi pada poros tersebut. Perhitungan Perencanaan Poros menggunakan Persamaan dibawah ini :

Tegangan yang terjadi dan syarat aman dapat dinyatakan :

$$\begin{aligned}
\tau_{max} &= \sqrt{\left(\frac{16 \times Mb}{\pi \times ds^3}\right)^2 + \left(\frac{16 \times Mt}{\pi \times ds^3}\right)^2} \leq \frac{\sigma_{yps}}{sf} \\
\left(\frac{k_s \times S_{yp}}{sf}\right)^2 &\geq \frac{16^2 \times Mb^2 + (16^2 \times Mt^2)}{\pi^2 \times ds^6}
\end{aligned}$$

$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{(16^2 \times Mb^2 + 16^2 Mt^2)}{\pi^2 \left(\frac{k_s \times S_{yp}}{sf} \right)^2}}$$

Dimana : ds = Diameter Poros
 Mb = Momen Bending yang terjadi
 Mt = Momen Torsi yang terjadi
 k_s = Faktor Koreksi
 sf = Faktor Keamanan

4.3.1 Momen Torsi 1.

Mencari Momen Torsi menggunakan Persamaan :

$$Mt = 63000 \times \frac{N}{n}$$

Dimana : N = Daya yang ditransmisikan
 n = Putaran Poros

Dari Persamaan diatas dapat dimasukan Menjadi :

$$\begin{aligned} Mt &= 63000 \times \frac{N}{n} \\ &= 63000 \times \frac{0.18}{50} \\ &= 226,8 \text{ } \frac{lb\text{f}}{in} \approx 40,501 \text{ } \frac{kgf}{mm} \end{aligned}$$

4.3.2 Perhitungan Resultan Momen dan Distribusi Gaya 1.

Menghitung dan mencari gaya-gaya yang terjadi dan bekerja pada Poros yang akan direncanakan, perhitungan yang dilakukan sebagai berikut

4.3.2.1 Gaya Tangensial 1.

Gaya Tangensial yang terjadi adalah :

$$\begin{aligned} F_{ct} &= \frac{Mt}{r} \\ &= \frac{226,8 \text{ lbf/in}}{4,774 \text{ in}} \\ &= 47,507 \text{ lbf} \end{aligned}$$

4.3.2.2 Gaya Normal 1.

Karena adanya Kontak, maka gaya-gaya tangensial ini menimbulkan gaya-gaya normal pada Poros (sudut kontak $\phi = 20^\circ$), Gaya Normal yang terjadi dapat dihitung melalui Persamaan :

$$F_{CN} = F_{CT} \times \tan \phi$$

Maka didapat Gaya Normal sebagai berikut :

$$\begin{aligned} F_{CN} &= F_{CT} \times \tan 20^\circ \\ &= 47,507 \text{ lbf} \times \tan 20^\circ \\ &= 17,291 \text{ lbf} \end{aligned}$$

4.3.2.3 Skema Gaya-gaya 1.

Daya Rencana = 0,134 Kw

Putaran Sprocket yg digerakan = 50rpm

Gaya Sprocket = $1,23 \times 10^{-2} N$

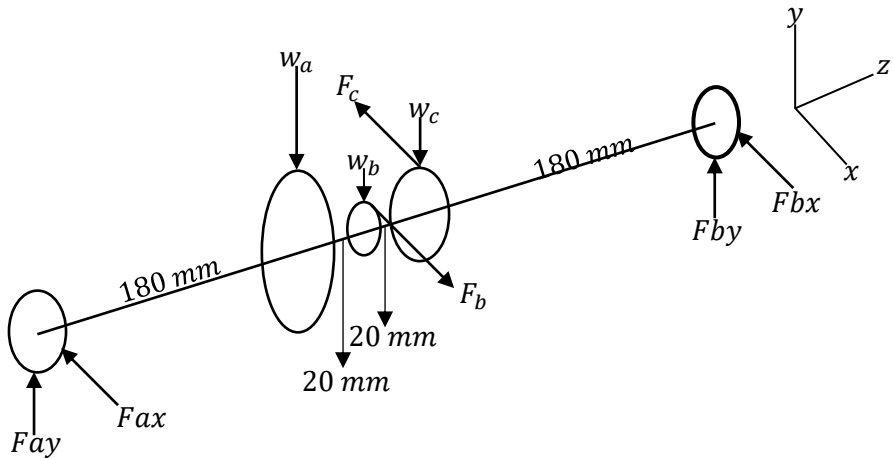
Gaya berat Sprocket 1 = 100 gram = 0,98N

Gaya berat Sprocket 2 = 300 gram = 2,94N

Gaya arah Tangensial = 95,65lbf = 424,47N

Gaya berat Alur = 500 gram = 4,9N

Panjang Poros = 650 mm



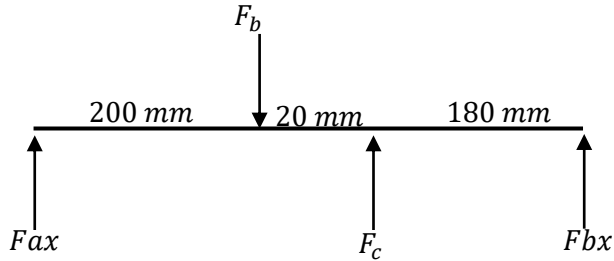
Gambar 4.3 : Distribusi gaya pada poros penggerak Lengan

4.3.2.4 Reaksi Tumpuan

Reaksi tumpuan yang terjadi sepanjang Poros dilakukan perhitungan dari dua pendekatan, yaitu arah

Horizontal dan Arah Vertikal, perhitungan sebagai berikut :

a. Bidang Horizontal x



Gambar 4.4 : Gambar Distribusi gaya bidang Horizontal x

$$\uparrow \sum +M_{ax} = 0$$

$$F_b \times 200 \text{ mm} - F_c \times 220 \text{ mm} - F_{bx} \times 400 \text{ mm}$$

$$(1,23 \times 10^{-2}) \times 200 \text{ mm} - (8,62 \times 10^{-3}) \times 220 \text{ mm} - F_{bx} \times 400 \text{ mm}$$

$$2,4 \text{ N} - 1,896 \text{ N} - F_{bx} \times 400 \text{ mm}$$

$$F_{bx} = \frac{(2,46 - 1,896) \text{ N}}{400 \text{ mm}}$$

$$F_{bx} = 1,41 \times 10^{-3} \text{ N}$$

$$\uparrow \sum +M_y = 0$$

$$F_{ax} + F_c + F_{bx} - F_b$$

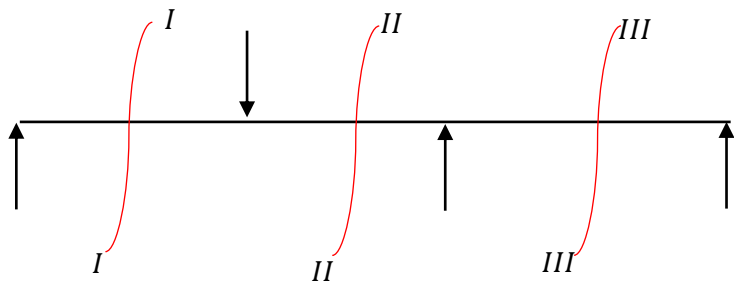
$$Fax + (8,62 \times 10^{-3})N + (1,14 \times 10^{-3})N - (1,23 \times 10^{-2})$$

$$Fax = -(8,62 \times 10^{-3})N - (1,14 \times 10^{-3})N + (1,23 \times 10^{-2})$$

$$Fax = -(10,03 \times 10^{-3})N + (1,23 \times 10^{-2})$$

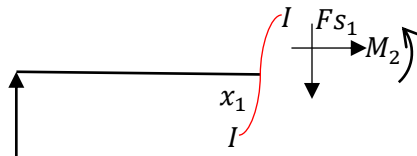
$$Fax = 2,27 \times 10^{-3}N$$

b. Potongan Poros bidang Horizontal



Gambar 4.5 : Gambar Bidang Horizontal

- Potongan 1-1 kiri $0 \leq x_1 \leq 200$



- Momen

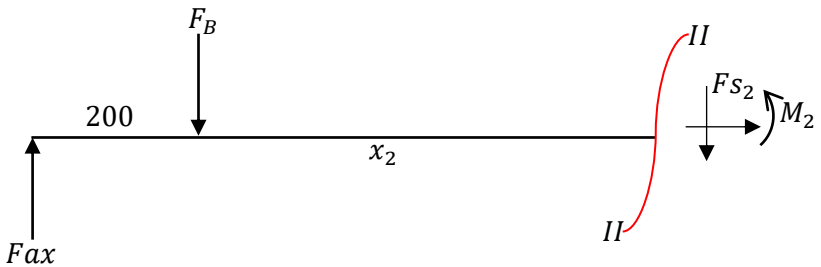
$$\begin{aligned} \uparrow \sum +M_1 &= 0 \\ -M_1 + Fax \times x_1 &= 0 \\ M_1 &= -Fax \times x_1 \\ \text{Missal } x_1 &= 300mm \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \uparrow \sum +M_1 &= 0 \\ M_B &= (2,27 \times 10^{-3}) \times 300mm \\ M_B &= 0,681N.mm \end{aligned}$$

- Gaya Geser

$$\begin{aligned} \uparrow \sum +F_y &= 0 \\ -Fs_1 + Fax &= 0 \\ Fs_1 &= 2,27 \times 10^{-3} \end{aligned}$$

- Potongan II-II Kiri $0 \leq x_2 \leq 220$



- Moment

$$\begin{aligned} \uparrow \sum +M_2 &= 0 \\ -M_2 + Fax(200 + x_2) - Fb \times x_2 &= 0 \\ M_2 &= Fax(200 + x_2) - Fb \times x_2 \\ M_2 &= (2,27 \times 10^{-3})(200 + x_2) - (1,23 \times 10^{-3}) \times x_2 \end{aligned}$$

$$\text{misal } x_2 = 20\text{mm}$$

$$M_2 = (2,27 \times 10^{-3})(200 + 20) - (1,23 \times 10^{-3}) \times 20$$

$$M_2 = 0,4994 - 0,246$$

$$M_2 = 0,2534\text{N} \cdot \text{mm}$$

- Gaya Geser

$$\uparrow \sum +F_y = 0$$

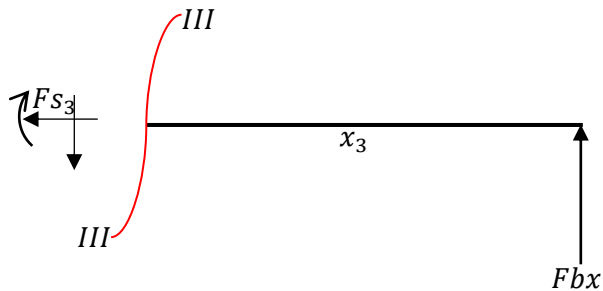
$$Fax - Fb - Fs_2 = 0$$

$$Fs_2 = Fax - Fb$$

$$Fs_2 = 2,27 \times 10^{-3} - 1,23 \times 10^{-2}$$

$$Fs_2 = -0,01003\text{N}$$

- Potongan III-III Kanan $0 \leq x_3 \leq 180$



- Moment

$$\uparrow \sum +M_2 = 0$$

$$M_3 - F_{bx} \times x_3 = 0$$

$$-M_3 = F_{bx} \times x_3$$

$$\text{misal } x_3 = 180\text{mm}$$

$$-M_3 = (1,41 \times 10^{-3}) \times 180\text{mm}$$

$$M_3 = -0,2538\text{N} \cdot \text{mm}$$

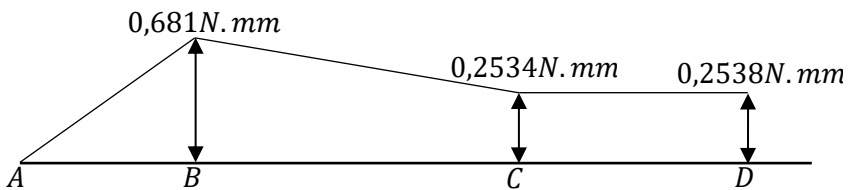
- Geser

$$\uparrow \sum +F_y = 0$$

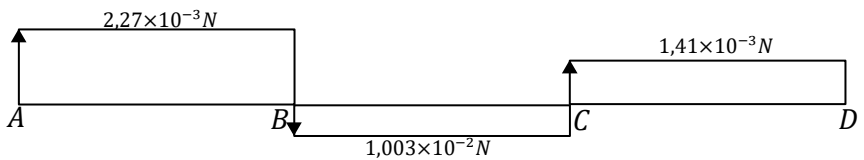
$$-Fs_3 + Fbx = 0$$

$$Fs_3 = 1,14 \times 10^{-3}$$

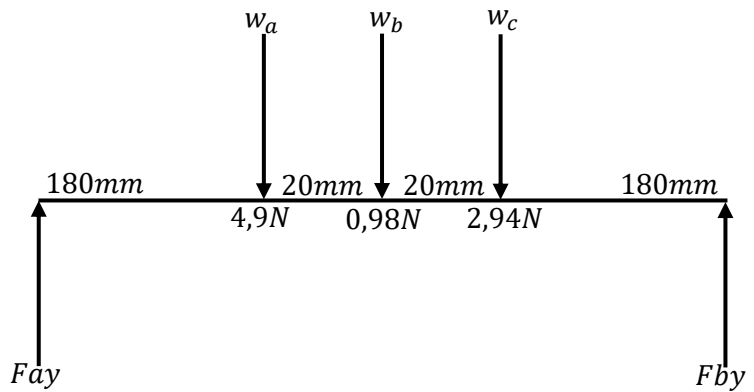
c. Diagram momen bending bidang horizontal.



d. Diagram Gaya Geser bidang Horizontal



e. Potongan Poros Bidang Vertikal (Y)



$$\curvearrowright \sum M_b = 0$$

$$w_a \times 180\text{mm} + w_b \times 200\text{mm} + w_c \times 220\text{mm} - F_{by} \times 400\text{mm}$$

$$F_{by} \times 400\text{mm} = (4,9 \times 180) + (0,98 \times 200) + (2,94 \times 220)$$

$$F_{by} = \frac{1724,8}{400}$$

$$F_{by} = 4,31\text{N}$$

$$\uparrow \sum F_y = 0$$

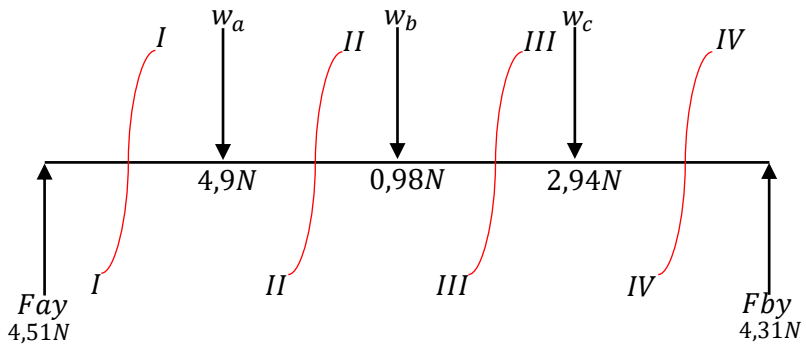
$$F_{ay} - w_a - w_b - w_c + F_{by} = 0$$

$$F_{ay} = w_a + w_b + w_c - F_{by}$$

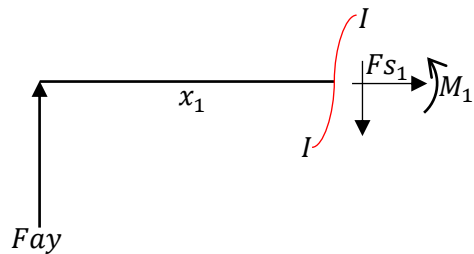
$$F_{ay} = 4,9N + 0,98N + 2,94N - 4,31N$$

$$F_{ay} = 4,51N$$

f. Potongan poros bidang Vertikal.



- Potongan I-I Kiri $0 \leq x_1 \leq 180mm$



- Moment

$$\sum +M_1 = 0$$

$$-M_1 + Fay \times x_1 = 0$$

$$M_1 = Fay \times x_1$$

$$\text{misal } x_1 = 180\text{mm}$$

$$M_1 = 4,51\text{N} \times 180\text{mm}$$

$$M_1 = 811,8\text{N} \cdot \text{mm}$$

- Gaya Geser

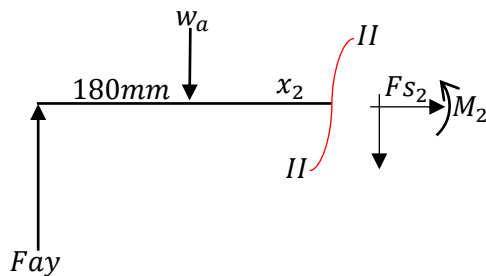
$$\uparrow \sum +F_{s1} = 0$$

$$-Fs_1 + Fay = 0$$

$$Fs_1 = Fay$$

$$Fs_1 = 4,51\text{N}$$

- Potongan II-II Kiri $0 \leq x_2 \leq 20\text{mm}$



- Moment

$$\sum +M_2 = 0$$

$$-M_2 + Fay(180\text{mm} + x_2) - w_a(x_2) = 0$$

$$M_2 = Fay(180\text{mm} + x_2) - w_a(x_2)$$

$$\text{misal } x_2 = 20\text{mm}$$

$$M_2 = Fay(180\text{mm} + 20\text{mm}) - w_a(20\text{mm})$$

$$M_2 = 4,51\text{N}(180\text{mm} + 20\text{mm}) - 4,9\text{N}(20\text{mm})$$

$$M_2 = 902 + 98$$

$$M_2 = 804\text{N}\cdot\text{mm}$$

- Gaya Geser

$$\uparrow \sum +F_{s2} = 0$$

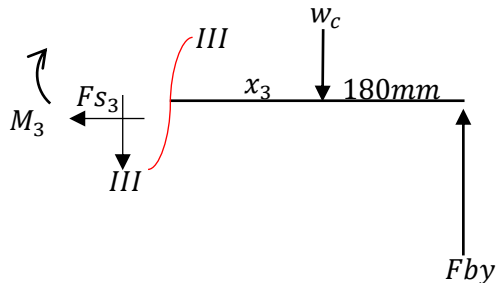
$$-Fs_2 + Fay - w_a = 0$$

$$Fs_2 = Fay - w_a$$

$$Fs_2 = 4,51\text{N} - 4,9\text{N}$$

$$Fs_2 = -0,39\text{N}$$

- Potongan III-III Kanan $0 \leq x_3 \leq 20\text{mm}$



- Moment

$$\uparrow \sum +M_3 = 0$$

$$M_3 + w_c(x_3) - Fby(180\text{mm} + x_3) = 0$$

$$M_3 = -w_c(x_3) + Fby(180\text{mm} + x_3)$$

$$\text{misal } x_3 = 20\text{mm}$$

$$M_3 = -w_c(x_3) + Fby(180\text{mm} + x_3)$$

$$M_3 = -2,94N(20mm) + 4,31N(180mm + 20mm)$$

$$M_3 = -58,8 + 862$$

$$M_3 = 803,2N \cdot mm$$

- Gaya Geser

$$\uparrow \sum F_{s2} = 0$$

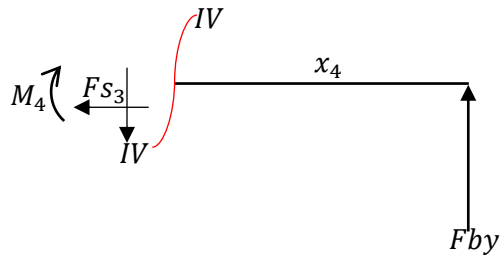
$$-Fs_3 - w_c + Fby$$

$$Fs_3 = -w_c + Fby$$

$$Fs_3 = -2,94N + 4,31N$$

$$Fs_3 = 1,37N$$

- Potongan IV-IV Kanan $0 \leq x_4 \leq 180mm$



- Moment



$$\sum M_3 = 0$$

$$M_4 - Fby(x_4) = 0$$

$$M_4 = Fby(x_4)$$

$$\text{misal } x_4 = 180mm$$

$$M_4 = 4,31N(180mm)$$

$$M_4 = 775,8N \cdot mm$$

- Gaya Geser

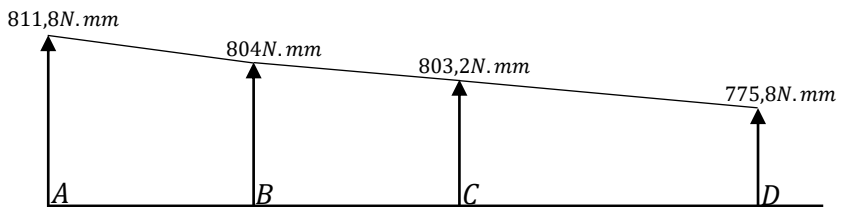
$$\uparrow \sum +F_{s4} = 0$$

$$-Fs_4 + Fby = 0$$

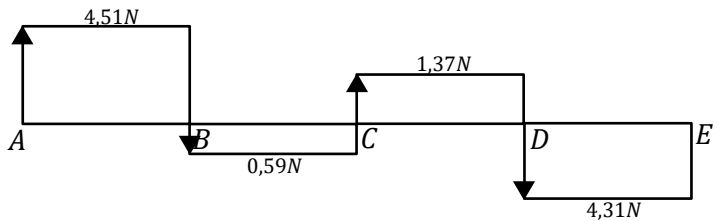
$$Fs_4 = -Fby$$

$$Fs_4 = -4,31N$$

g. Diagram momen bending Bidang vertical



h. Diagram Gaya geser bidang Vertikal



- Momen Bending

$$MB = \sqrt{(MB_x)^2 + (MB_y)^2}$$

$$MB = \sqrt{(0,681)^2 + (811,8)^2}$$

$$MB = \sqrt{0,463761 + 659019,24}$$

$$MB = \sqrt{659019,7038}$$

$$MB = 811,8002857N.mm$$

4.3.3 Perhitungan diameter Poros

$$D \geq \sqrt[6]{\frac{\{16^2 \cdot M_B^2 + 16^2 \cdot M_t^2\} \cdot Sf^2}{\pi^2 \cdot ks^2 \cdot \sigma_{yp}^2}}$$

$$M_B = 811,8003N.mm$$

$$M_t = 11,57N.mm$$

$$Sf/N = 1,5$$

$$ks = 0,7$$

$$\sigma_{yp} \text{ Baja Karbon ST37} = 25,9 \text{ kgf/mm}^2$$

$$D \geq \sqrt[6]{\frac{\{16^2 \times 811,8003^2 + 16^2 \times 11,57^2\} 1,5^2}{\pi^2 \times 0,7^2 \times 25,9^2}}$$

$$D \geq \sqrt[6]{\frac{\{168709050,1 + 34269,41\} 1,5^2}{3240,82}}$$

$$D \geq \sqrt[6]{\frac{\{168743319,5\} 1,5^2}{3240,82}}$$

$$D \geq \sqrt[6]{117153,21}$$

$$D \geq 6,995mm \approx 7,00mm$$

4.3.4 Momen Torsi 2

Mencari Momen Torsi menggunakan Persamaan :

$$M_t = 63000 \times \frac{N}{n}$$

Dimana : N = Daya yang ditransmisikan
 n = Putaran Poros

Dari Persamaan diatas dapat dimasukan Menjadi :

$$\begin{aligned} M_t &= 63000 \times \frac{N}{n} \\ &= 63000 \times \frac{0.18}{17.5} \\ &= 648 \text{ lbf/in} \approx 11.572 \text{ kgf/mm} \end{aligned}$$

4.3.5 Perhitungan Resultan Momen dan Distrubusi Gaya 2.

Menghitung dan mencari gaya-gaya yang terjadi dan bekerja pada Poros yang akan direncanakan, perhitungan yang dilakukan sebagai berikut :

4.3.5.1 Gaya Tangensial 2.

Gaya Tangensial yang terjadi adalah :

$$\begin{aligned} F_{ct} &= \frac{M_t}{r} \\ &= \frac{648 \text{ lbf/in}}{68.897 \text{ in}} \\ &= 9,405 \text{ lbf} \end{aligned}$$

4.3.5.2 Gaya Normal 2.

Karena adanya Kontak, maka gaya-gaya tangensial ini menimbulkan gaya-gaya normal pada Poros (sudut kontak $\phi = 20^\circ$), Gaya Normal yang terjadi dapat dihitung melalui Persamaan :

$$F_{CN} = F_{CT} \times \tan \phi$$

Maka didapat Gaya Normal sebagai berikut :

$$\begin{aligned} F_{CN} &= F_{CT} \times \tan 20^\circ \\ &= 9,405 \text{ lbf} \times \tan 20^\circ \\ &= 3,423 \text{ lbf} \end{aligned}$$

4.3.5.3 Skema Gaya-gaya 2.

Daya Rencana = 0,134 Kw

Putaran Sprocket yg digerakan = 50rpm

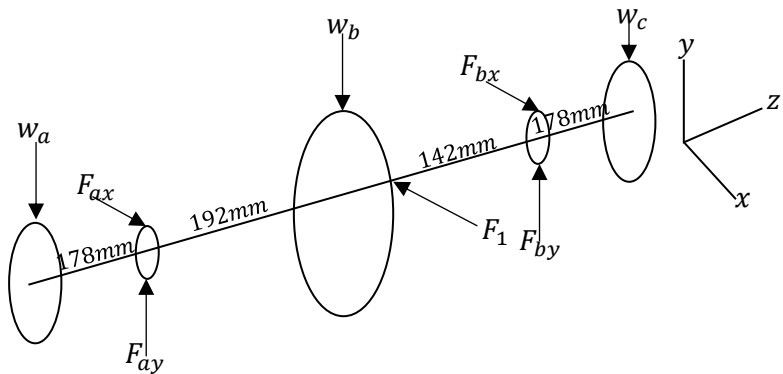
Gaya Sprocket = $1,23 \times 10^{-2} \text{ N}$

Gaya berat Roda = 2500 gram = 24.53N

Gaya berat Sprocket = 500 gramn = 4.9N

Gaya arah Tangensial = 95,65lbf = 424,47N

Panjang Poros = 690 mm

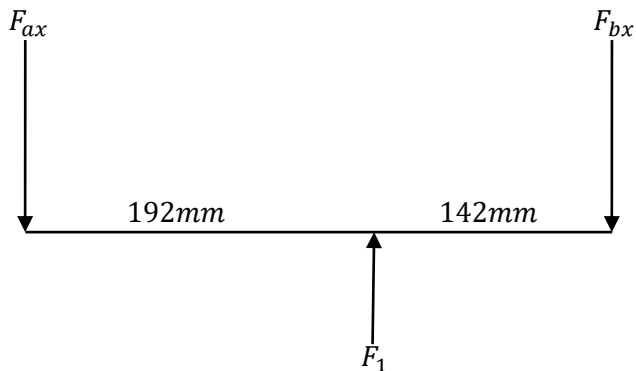


Gambar 4.5 : Distribusi gaya pada poros Roda

4.3.5.4 Reaksi Tumpuan

Reaksi tumpuan yang terjadi sepanjang Poros dilakukan perhitungan dari dua pendekatan, yaitu arah Horizontal dan Arah Vertikal, perhitungan sebagai berikut :

a. Bidang Horizontal x



Gambar 4.6 : Distribusi Gaya pada Bidang Horizontal x

$$\uparrow \sum M_{ax} = 0$$

$$-F_1(192mm) + F_{bx}(142mm)$$

$$-1,32 \times 10^{-2} N(192mm) + F_{bx}(142mm)$$

$$2,3616N + F_{bx}(142mm)$$

$$F_{bx} = \frac{2,3616N}{142mm}$$

$$F_{bx} = 0,01663N \approx 1,663 \times 10^{-2} N$$

$$\uparrow \sum M_y = 0$$

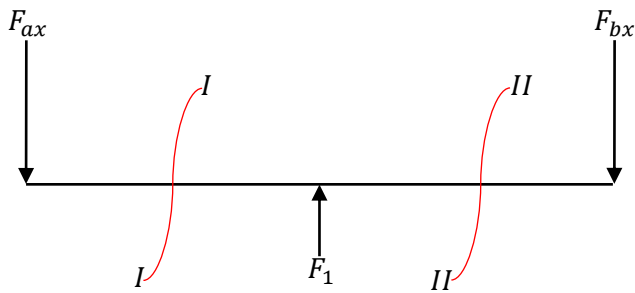
$$-F_{ax} + F_1 - F_{bx}$$

$$F_{ax} = F_1 - F_{bx}$$

$$F_{ax} = 1,23 \times 10^{-2} - 1,663 \times 10^{-2}$$

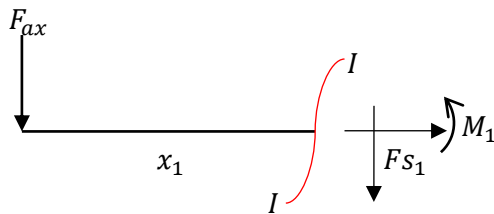
$$F_{ax} = -0,433 \times 10^{-2} N$$

b. Potongan Bidang Horizontal (x).



Gambar 4.7 : Bidang Horizontal Terhadap Sumbu x

- Potongan I-I Kiri $0 \leq x_1 \leq 192\text{mm}$

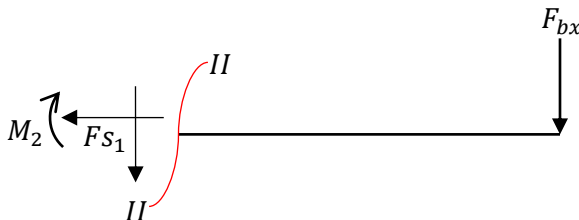


- Momen

$$\begin{aligned} \sum +M_3 &= 0 \\ -M_1 - F_{ax}(x_1) \\ M_1 &= -F_{ax}(x_1) \\ \text{Misal } x_1 &= 192\text{ mm} \\ M_1 &= -0,433 \times 10^{-2} (192\text{mm}) \\ M_1 &= -0,831\text{ N.mm} \end{aligned}$$
- Gaya Geser

$$\begin{aligned} \uparrow \sum +F_x &= 0 \\ -F_{ax} - F_{S1} &= 0 \\ F_S &= -F_{ax} \\ F_S &= -0,443 \times 10^{-2}\text{ N} \end{aligned}$$

- Potongan II-II kanan $0 \leq x_2 \leq 142\text{mm}$



- Momen

$$\begin{aligned} \sum +M_3 &= 0 \\ M_2 + F_{bx}(x_2) \end{aligned}$$

$$\text{misal } x_2 = 142\text{mm}$$

$$M_2 = -F_{bx}(142\text{mm})$$

$$M_2 = -1,663 \times 10^{-2}(142\text{mm})$$

$$M_2 = -2,36 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

- Gaya Geser

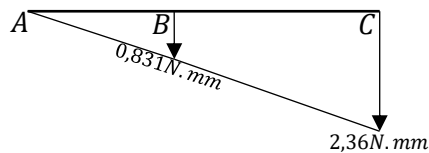
$$\uparrow \sum +F_x = 0$$

$$-Fs_2 - Fb_x$$

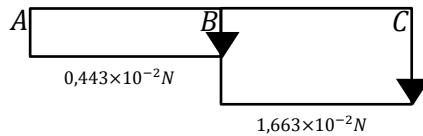
$$Fs_2 = -Fb_x$$

$$Fs_2 = -1,663 \times 10^{-2} \text{ N}$$

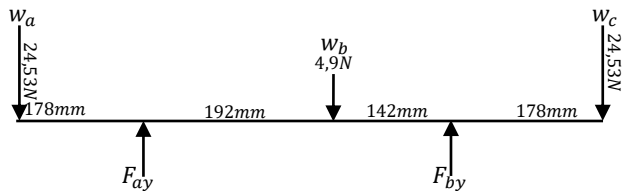
c. Diagram Momen Bending Horizontal



d. Diagram Gaya Geser Bidang Horizontal



e. Bidang Vertikal y



$$\uparrow \sum +M_y = 0$$

$$-w_a(178\text{mm}) + w_b(192\text{mm}) - F_{by}(192\text{mm} + 142\text{mm}) + w_c(128\text{mm} + 142\text{mm} + 192\text{mm})$$

$$-24,53\text{N}(178\text{mm}) + 4,9\text{N}(192\text{mm}) - F_{by}(192\text{mm} + 142\text{mm}) + 24,54\text{N}(128\text{mm} + 142\text{mm} + 192\text{mm})$$

$$F_{by} = \frac{9133,02}{334}$$

$$F_{by} = 27,344\text{N}$$

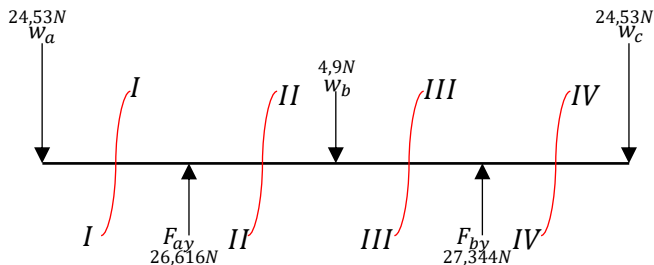
$$\uparrow \sum +M_y = 0$$

$$-w_a + F_{ay} - w_b + w_c$$

$$-24,53\text{N} + F_{ay} - 4,9\text{N} + 27,344\text{N} - 24,53\text{N}$$

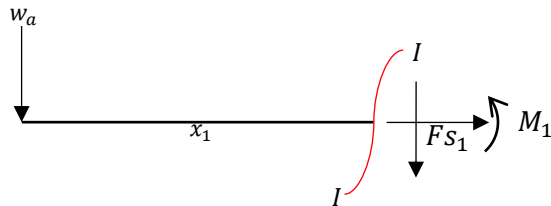
$$F_{ay} = 26,616\text{N}$$

f. Potongan bidang vertical y



Gambar 4.8 : Gambar Potongan terhadap sumbu y

▪ Potongan I-I kiri $0 \leq x_1 \leq 178\text{mm}$



• Momen

$$\sum +M_1 = 0$$

$$-M_1 = -w_a(x_1)$$

$$M_1 = -24,53N(x_1)$$

$$\text{misal } x_1 = 178\text{mm}$$

$$M_1 = -w_a(x_1)$$

$$M_1 = -24,53N(178\text{mm})$$

$$M_1 = -4366,34N \cdot \text{mm}$$

• Gaya Geser

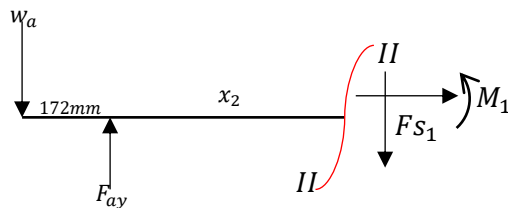
$$\uparrow \sum +F_y = 0$$

$$-F_{S1} - w_a = 0$$

$$F_{S1} = -w_a$$

$$F_{S1} = -24,56N$$

▪ Potongan II-II kiri $0 \leq x_2 \leq 192\text{mm}$



- Momen

$$\curvearrowleft \sum +M_2 = 0$$

$$-M_2 - w_a(178\text{mm} + x_2) + F_{ay}(x_2) = 0$$

$$M_2 = -w_a(178\text{mm} + x_2) + F_{ay}(x_2)$$

$$\text{misal } x_2 = 192\text{mm}$$

$$M_2 = -24,53\text{N}(178\text{mm} + 192\text{mm}) + 26,616\text{N}(192\text{mm})$$

$$M_2 = -3965,828\text{N}\cdot\text{mm}$$

- Gaya Geser

$$\uparrow \sum +F_y = 0$$

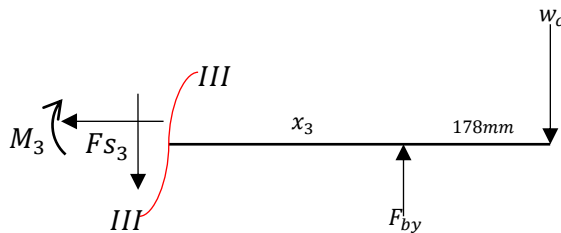
$$-F_{S_2} - w_a + F_{ay}$$

$$F_{S_2} = -w_a + F_{ay}$$

$$F_{S_2} = -24,52\text{N} + 26,616\text{N}$$

$$F_{S_2} = 2,086\text{N}$$

▪ **Potongan III-III Kanan $0 \leq x_3 \leq 142\text{mm}$**



- Momen

$$\curvearrowleft \sum +M_3 = 0$$

$$M_3 - F_{by}(x_3) + w_c(178\text{mm} + x_3)$$

$$M_3 = F_{by}(x_3) - w_c(178\text{mm} + x_3)$$

$$\text{misal } x_3 = 142\text{mm}$$

$$M_3 = 27,344N(142mm) - 24,53N(178mm + 142mm)$$

$$M_3 = -7460,752N \cdot mm$$

- Gaya Geser

$$\uparrow \sum +F_y = 0$$

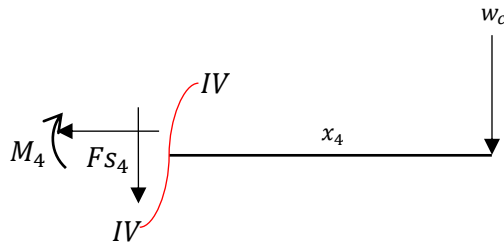
$$-Fs_3 + F_{by} - w_c$$

$$Fs_3 = F_{by} - w_c$$

$$Fs_3 = 27,344N - 24,53N$$

$$Fs_3 = 2,814N$$

- Potongan IV-IV kanan $0 \leq x_4 \leq 178mm$



- Momen

$$\uparrow \sum +M_4 = 0$$

$$M_4 + w_c(x_4)$$

$$M_4 = -w_c(x_4)$$

$$\text{misal } x_4 = 178mm$$

$$M_4 = -24,53N(178mm)$$

$$M_4 = -4366,34N \cdot mm$$

- Gaya Geser

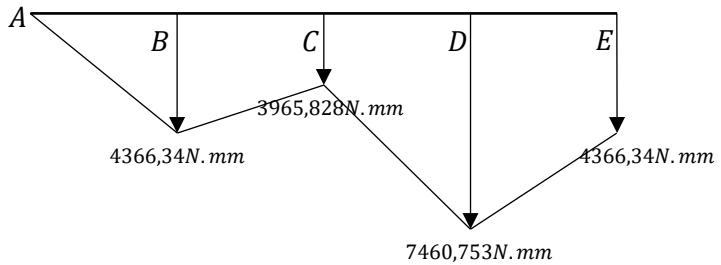
$$\uparrow \sum +F_y = 0$$

$$-Fs_4 - w_c$$

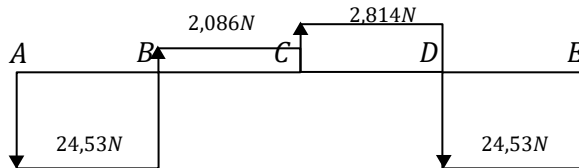
$$Fs_4 = -w_c$$

$$Fs_4 = 24,53N$$

g. Diagram Momen Bending Horizontal



h. Diagram Gaya Geser Bidang Horizontal



4.4 Perencanaan Bearing.

Jenis bantalan yang digunakan untuk poros Penggerak tangan Pengambil padi adalah bantalan gelinding (*single row deep groove ball bearing*).

Diameter Poros	= 10mm
Gaya bantalan di titik A	= 1. $F_{ax} = -0,433 \times 10^{-2} N$ 2. $F_{ay} = 26,53 N$
Gaya Bantalan di titik B	= 1. $F_{bx} = 1,663 \times 10^{-2} N$ 2. $F_{by} = 27,344 N$

4.4.1 Gaya Radial Pada Bearing

Gaya Radial yang terjadi pada Bearing dapat dihitung dengan menggunakan Persamaan :

$$Fr = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$$

a. Pada titik A.

Untuk Gaya yang terjadi pada titik A adalah :

$$\begin{aligned}
 Fr &= \sqrt{F_{ax}^2 + F_{ay}^2} \\
 Fr &= \sqrt{(-0,433 \times 10^{-2})^2 + (26,53 N)^2} \\
 Fr &= \sqrt{703,8410} \\
 Fr &= 26,53 N
 \end{aligned}$$

b. Pada titik B

Untuk Gaya yang terjadi pada titik B adalah :

$$Fr = \sqrt{F_{bx}^2 + F_{by}^2}$$

$$Fr = \sqrt{(1,663 \times 10^{-2} N)^2 + (27,344 N)^2}$$

$$Fr = \sqrt{747,69461255}$$

$$Fr = 27,344 N$$

4.4.2 Beban Ekuivalen pada Bearing

Beban Ekuivalen pada bantalan A, dengan jenis bearing Single Bearing (*Single Row Ball Bearing*) dapat dicari menggunakan persamaan :

$$P = XvF_r + yF_a \text{ (Refrensi 4, halaman 486)}$$

Diketahui :

Co = 845 (lampiran 6 D bor 10mm)

$$Fr_A = 26.53 N$$

$$v = 1$$

$$x = 0,56$$

$$y = 1$$

Dengan Spesifikasi Bearing yang ada di atas maka dapat dimasukan ke dalam persamaan yang di atas menjadi :

$$P = v \times X \times F_r + y \times F_a$$

$$P = 1 \times 0,56 \times (26,53)$$

$$P = 14,85 N$$

Beban Ekuivalen pada bantalan B dengan jenis Single Row Ball Bearing adalah

$$P = XvF_r + yF_a$$

Diketahui :

$$C_o = 845 \text{ (lampiran 6)}$$

$$F_{rB} = 27,344 \text{ N}$$

$$v = 1$$

$$x = 0,56$$

$$y = 1$$

Dengan Spesifikasi Bearing yang ada di atas maka dapat dimasukan ke dalam persamaan yang di atas menjadi :

$$P = 1 \times 0,56 \times 27,344$$

$$P = 15,312 \text{ N}$$

4.4.3 Perhitungan Umur Bantalan

Untuk memprediksi panjang pemakaian Bearing hingga bearing tersebut rusak dapat dicari menggunakan persamaan :

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^b$$

Dimana: L_{10h} = Umur Bearing (Jam-Kerja)
 C = Bebean Dinamis
 n = Putaran Poros (rpm)
 P = Beban Ekuivalen
 B = Konstanta ($b=3$)

➤ Untuk Bantalan A

Dengan Persamaan di atas maka didapat Umur Bantalan pada bagian A adalah :

$$C = 1400N \text{ (lampiran 6)} / b=3 / np = 50 / P=14,85N$$

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \times 50} \left(\frac{1400N}{14,85} \right)^3$$

$$L_{10} = \frac{94,276 \times 10^6}{3000}$$

$$L_{10} = 31425,33 \text{ Jam}$$

➤ Untuk Bantalan B

Dengan Persamaan yang sama seperti Bantalan A maka didapatkan Umur untuk Bantalan B adalah :

$$C = 1400N / b = 3 / np = 50 / P = 15,312 N$$

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \times 50} \left(\frac{1400}{15,312} \right)^3$$

$$L_{10} = 30477,185 \text{ Jam}$$

4.5 Perencanaan Roda

Perhitungan untuk menentukan berapa Diameter Roda yang akan dibuat agar Rasio pada Mesin berjalan dengan baik, Maka Jika Jarak antar Padi adalah 20cm dan satu kali putaran harus menanam 4, maka keliling roda tersebut haruslah 80cm, maka dengan rumus keliling didapat :

$$Keliling = \pi D$$

$$80cm = \pi D$$

$$D = \frac{80}{\pi} = 25,4647cm$$

4.6 Hasil Percobaan Mesin

Dari hasil percobaan yang penulis lakukan, didapatkan data seperti berikut :

- Jarak Padi (samping) = 20cm
- Jarak Padi (depan Belakang) = 20cm
- Durasi Tanam = 1 menit
- Panjang Jajaran = 2,2 m
- Jumlah Bibit yang ditanam = ± 20 Bibit

Maka dapat dihitung Kapasitas Mesin adalah :

$$Kapasitas = \frac{A}{t}$$

Dimana: A = Luas Penanaman

t = Waktu yang dibutuhkan (Menit)

$$Kapasitas = \frac{2,2m \times 0,2m}{1 \text{ menit}}$$

$$Kapasitas = 0,44 \text{ m}^2/\text{menit}$$

Dalam satu Jam dapat menanam Padi seluas 26,4m².

4.7 Perbandingan Alat.

Perbandingan alat kami dengan alat Tanam padi yang telah ada adalah sebagai Berikut

	
Menggunakan Mesin Diesel	Menggunakan Tenaga Manusia
Mempunyai 4 lengan Penanaman	Mempunyai 2 lengan Penanaman
Padi disemai di wadah Kusus	Padi disemai seperti biasa
Lengan penanam bias diatur	Lengan Penanam Mati
Kapasitas Kerja 2-4 Ha/Jam	Kapasitas Kerja 0,0264Ha/Jam

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari hasil perhitungan dan pembahasan pada “Rancang Bangun Mesin Penanam Padi Sistem Ratio Putaran Roda”, diperoleh kesimpulan sebagai berikut:

1. Hasil dari Perhitungan elem-elemen mesin adalah :

a. *Chain dan sproket*

Pada poros penggerak terpasang *sproket* nomer 40 dengan diameter 61,36 mm, dan *sproket* yang digerakkan berdiameter 242,80 mm. dengan rasio 1 : 4. Kedua *sproket* dihubungkan dengan *rantai* .

b. Poros

Poros yang digunakan adalah poros dengan diameter 10mm agar memenuhi diameter aman pada perhitungan poros dan panjang 400mm dengan bahan ST37.

c. *Bearing*

Tipe *bearing* yang digunakan pada poros adalah tipe *single row ball bearing*, diameter bore 30mm.

2. Perbandingan dengan mesin yang telah ada

Menggunakan Mesin Diesel	Menggunakan Tenaga Manusia
Mempunyai 4 lengan Penanaman	Mempunyai 2 lengan Penanaman
Padi disemai di wadah Kusus	Padi disemai seperti biasa

Lengan penanam bias diatur	Lengan Penanam Mati
Kapasitas Kerja 2-4 Ha/Jam	Kapasitas Kerja 0,0264Ha/Jam

3. Hasil dan Pembahasan Percobaan

Dari percobaan yang telah dilakukan didapat Kapasitas dan spesifikasi sebagai berikut :

- a. Kecepatan efektif penanaman yaitu 0,51 meter perdetik.
- b. Kapasitas mesin dilapangan sebesar 26,4m² perjam, atay 0,0264 Ha perjam
- c. Gaya yang dibutuhkan untuk penanaman sebesar 1,25 kgf atau 14,91 N didapat dari percobaan.

5.2 Saran

1. Karena keterbatasan kami, maka Lengan penanam yang seharusnya bias diatur menjadi mati, untuk ini maka bisa dijadikan pembetulan kedepannya.
2. Mengganti pelampung dari bahan kayu menjadi plastik agar lebih tahan lama

Daftar Pustaka

1. Karokaro, Sakti., E.X. Rogi, Johannes., Runtunuwu, D.S., dan Tumewu, Pemmy. 2014. "*Pengaturan Jarak Tanam Padi (Oryza sativa L.) Pada Sistem Tanam Jajar Legowo*". <https://ejournal.unsrat.ac.id/index.php/cocos/article/download/9570/9150>, 20 April 2017.
2. <http://e-journal.uajy.ac.id/2671/2/1BL01031.pdf>, 21 April 2017.
3. Avallone, Eugene A., Baumeister III, Theodore, dan Sadegh, Ali M. 2006. *Marks' Standard Handbook For Mechanical Engineers 11th Edition*. New York: The McGraw-Hill Companies.
4. Deutschman. (1975). *Machine Design Theory and Practice*.
5. Sularso, Kiyokatsu Suga. 1994. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, Cetakan ke 10. PT. Pradnya Paramita, Jakarta.
6. R.C. Hibbeler, 2001. *Enggininger Mechanics Statics*, Second Edition, Practice Hall.
7. Team BPPKB, 2013. *Sistem Tanam Jajar Legowo*.

LAMPIRAN

Lampiran 1. Tabel Konversi

TABLE 1. Conversion Factors	
Area	
1 mm ² = 1.0 × 10 ⁻⁶ m ²	1 ft ² = 144 in. ²
1 cm ² = 1.0 × 10 ⁻⁴ m ² = 0.1550 in. ²	1 in. ² = 6.4516 cm ² = 6.4516 × 10 ⁻⁴ m ²
1 m ² = 10.7639 ft ²	1 ft ² = 0.092 903 m ²
Conductivity	
1 W/m-K = 1 J/s-m-K = 0.577 789 Btu/h-ft-R	1 Btu/h-ft-R = 1.730 735 W/m-K
Density	
1 kg/m ³ = 0.06242797 lbm/ft ³	1 lbm/ft ³ = 16.018 46 kg/m ³
1 g/cm ³ = 1000 kg/m ³	
1 g/cm ³ = 1 kg/L	
Energy	
1 J = 1 N-m = 1 kg-m ² /s ²	
1 J = 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft = 1.355 818 J
1 cal (Int.) = 4.1868 J	= 1.28507 × 10 ⁻³ Btu
1 erg = 1.0 × 10 ⁻⁷ J	1 Btu (Int.) = 1.055 056 kJ
1 eV = 1.602 177 33 × 10 ⁻¹⁹ J	= 778.1693 lbf-ft
Force	
1 N = 0.224809 lbf	1 lbf = 4.448 222 N
1 kp = 9.80665 N (1 kgf)	
Gravitation	
g = 9.80665 m/s ²	g = 32.17405 ft/s ²
Heat capacity, specific entropy	
1 kJ/kg-K = 0.238 846 Btu/lbm-R	1 Btu/lbm-R = 4.1868 kJ/kg-K
Heat flux (per unit area)	
1 W/m ² = 0.316 998 Btu/h-ft ²	1 Btu/h-ft ² = 3.15459 W/m ²
Heat transfer coefficient	
1 W/m ² -K = 0.176 11 Btu/h-ft ² -R	1 Btu/h-ft ² -R = 5.67826 W/m ² -K
Length	
1 mm = 0.001 m = 0.1 cm	1 ft = 12 in.
1 cm = 0.01 m = 10 mm = 0.3937 in.	1 in. = 2.54 cm = 0.0254 m
1 m = 3.28084 ft = 39.370 in.	1 ft = 0.3048 m
1 km = 0.621 371 mi	1 mi = 1.609344 km
1 mi = 1609.3 m (US statute)	1 yd = 0.9144 m

TABLE (Continued) Conversion Factors

Specific kinetic energy (V^2)

$$1 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 0.001 \text{ kJ/kg}$$

$$1 \text{ kJ/kg} = 1000 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$1 \text{ ft}^2/\text{s}^2 = 3.9941 \times 10^{-5} \text{ Btu/lbm}$$

$$1 \text{ Btu/lbm} = 25037 \text{ ft}^2/\text{s}^2$$

Specific potential energy (Zg)

$$1 \text{ m} \cdot g_{\text{std}} = 9.80665 \times 10^{-3} \text{ kJ/kg}$$

$$= 4.21607 \times 10^{-3} \text{ Btu/lbm}$$

$$1 \text{ ft} \cdot g_{\text{std}} = 1.0 \text{ lbf-ft/lbm}$$

$$= 0.001285 \text{ Btu/lbm}$$

$$= 0.002989 \text{ kJ/kg}$$

Specific volume

$$1 \text{ cm}^3/\text{g} = 0.001 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$1 \text{ cm}^3/\text{g} = 1 \text{ L/kg}$$

$$1 \text{ m}^3/\text{kg} = 16.01846 \text{ ft}^3/\text{lbm}$$

$$1 \text{ ft}^3/\text{lbm} = 0.062428 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Temperature

$$1 \text{ K} = 1^\circ\text{C} = 1.8 \text{ R} = 1.8 \text{ F}$$

$$\text{TC} = \text{TK} - 273.15$$

$$= (\text{TF} - 32)/1.8$$

$$\text{TK} = \text{TR}/1.8$$

$$1 \text{ R} = (5/9) \text{ K}$$

$$\text{TF} = \text{TR} - 459.67$$

$$= 1.8 \text{ TC} + 32$$

$$\text{TR} = 1.8 \text{ TK}$$

Universal Gas Constant

$$R = N_0 k = 8.31451 \text{ kJ/kmol-K}$$

$$= 1.98589 \text{ kcal/kmol-K}$$

$$= 82.0578 \text{ atm-L/kmol-K}$$

$$R = 1.98589 \text{ Btu/lbmol-R}$$

$$= 1545.36 \text{ lbf-ft/lbmol-R}$$

$$= 0.73024 \text{ atm-ft}^3/\text{lbmol-R}$$

$$= 10.7317 (\text{lbf/in.}^2)\text{-ft}^3/\text{lbmol-R}$$

Velocity

$$1 \text{ m/s} = 3.6 \text{ km/h}$$

$$= 3.28084 \text{ ft/s}$$

$$= 2.23694 \text{ mi/h}$$

$$1 \text{ km/h} = 0.27778 \text{ m/s}$$

$$= 0.91134 \text{ ft/s}$$

$$= 0.62137 \text{ mi/h}$$

$$1 \text{ ft/s} = 0.681818 \text{ mi/h}$$

$$= 0.3048 \text{ m/s}$$

$$= 1.09728 \text{ km/h}$$

$$1 \text{ mi/h} = 1.46667 \text{ ft/s}$$

$$= 0.44704 \text{ m/s}$$

$$= 1.609344 \text{ km/h}$$

Volume

$$1 \text{ m}^3 = 35.3147 \text{ ft}^3$$

$$1 \text{ L} = 1 \text{ dm}^3 = 0.001 \text{ m}^3$$

$$1 \text{ Gal (US)} = 3.785412 \text{ L}$$

$$= 3.785412 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$1 \text{ ft}^3 = 2.831685 \times 10^{-2} \text{ m}^3$$

$$1 \text{ in.}^3 = 1.6387 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$1 \text{ Gal (UK)} = 4.546090 \text{ L}$$

$$1 \text{ Gal (US)} = 231.00 \text{ in.}^3$$

TABLE (Continued) *Conversion Factors*

Mass

1 kg	= 2.204 623 lbm	1 lbm	= 0.453 592 kg
1 tonne	= 1000 kg	1 slug	= 14.5939 kg
1 grain	= 6.47989×10^{-5} kg	1 ton	= 2000 lbm

Moment (torque)

1 N-m	= 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft	= 1.355 818 N-m
-------	--------------------	----------	-----------------

Momentum (mV)

1 kg-m/s	= 7.232 94 lbm-ft/s	1 lbm-ft/s	= 0.138 256 kg-m/s
	= 0.224809 lbf-s		

Power

1 W	= 1 J/s = 1 N-m/s	1 lbf-ft/s	= 1.355 818 W
	= 0.737 562 lbf-ft/s		= 4.626 24 Btu/h
1 kW	= 3412.14 Btu/h	1 Btu/s	= 1.055 056 kW
1 hp (metric)	= 0.735 499 kW	1 hp (UK)	= 0.7457 kW
			= 550 lbf-ft/s
			= 2544.43 Btu/h
1 ton of refrigeration	= 3.516 85 kW	1 ton of refrigeration	= 12 000 Btu/h

Pressure

1 Pa	= 1 N/m ² = 1 kg/m-s ²	1 lbf/in. ²	= 6.894 757 kPa
1 bar	= 1.0×10^5 Pa = 100 kPa		
1 atm	= 101.325 kPa	1 atm	= 14.695 94 lbf/in. ²
	= 1.01325 bar		= 29.921 in. Hg [32 F]
	= 760 mm Hg [0°C]		= 33.899 5 ft H ₂ O [4°C]
	= 10.332 56 m H ₂ O [4°C]		
1 torr	= 1 mm Hg [0°C]	1 psi	= 0.068 95 bar
1 mm Hg [0°C]	= 0.133 322 kPa	1 in. Hg [0°C]	= 0.49115 lbf/in. ²
1 m H ₂ O [4°C]	= 9.806 38 kPa	1 in. H ₂ O [4°C]	= 0.036126 lbf/in. ²

Specific energy

1 kJ/kg	= 0.42992 Btu/lbm	1 Btu/lbm	= 2.326 kJ/kg
	= 334.55 lbf-ft/lbm	1 lbf-ft/lbm	= 2.98907×10^{-3} kJ/kg
			= 1.28507×10^{-3} Btu/lbm

Lampiran 2. Tegangan ijin material

Material	S, ksi	BHN
Gray cast iron		
ASTM 25	8	174
ASTM 35	12	212
ASTM 50	15	223
Cast steel (low carbon)		
0,2% C , not heat treated	20	180
0,2% C , WQT	25	250
Forged carbon steel		
SAE 1020 case hardened and WQT	18	156
SAE 1030 not heat treated	20	180
SAE 1035 not heat treated	23	190
SAE 1040 not heat treated	25	202
SAE 1045 not heat treated	30	215
SAE 1045 hardened by WQT	32	205
SAE 1050 hardened by WQT	35	223
Alloy Steels		
SAE 2320 case hardened and WQT	50	225
SAE 2345 hardened by WQT	50	475
SAE 3115 case hardened and WQT	37	212
SAE 3145 hardened by WQT	53	475
SAE 3245 hardened by WQT	65	475
SAE 4340 hardened by WQT	65	475
SAE 4640 hardened by WQT	55	475
SAE 6145 hardened by WQT	67,5	475
Copper base materials		
SAE 43 / ASTM B147-52,8A (Manganese Bronze)	20	100
SAE 62 / ASTM B143-52,1A (gun metal)	10	80
SAE 65 / ASTM B144-52,3C (Phosphor Bronze)	12	100
SAE 68 / ASTM B148-52,98 (Al Bronze, heat treated)	22	180
Nonmetals		
Bakelite, Micarta, Celeron	8	

(Deutschman A: 1983 : 552)

Lampiran 3. Standart Baja untuk Poros

Tabel 5.6.: Baja konstruksi umum menurut DIN 17100 (Sept. 1966)

Simbol dengan grup kualitas	Type deoksidasi	No. bahan	Jenis baja menurut EURONORM 25	Kadar C (%)	Kekuatan		Penggunaan	
					σ_B sampai 100 mm ϕ (N/mm ²)	σ_s min (N/mm ²)	δ 5 min (%)	HD
St 33-1		1.0033	Fe 33-0	—	340--490	190	18	—
St 33-2		1.0035	—	—	340--490	190	18	—
St 34-1	U	1.0100	Fe 34-A	0,17	330--410	200	28	95--120
St 34-2	R	1.0150	Fe 34-B3FU	0,15				
	U	1.0102	Fe 34-B3FN	0,15				
	R	1.0108	Fe 34-B3FN	0,15				
St 37-1	U	1.0110	Fe 37-A	0,20	360--440	240	25	105--125
	R	1.0111	Fe 37-B3FU	0,18				
St 37-2	U	1.0112	Fe 37-B3FU	0,18				
	R	1.0114	Fe 37-B3FN	0,17				
St 37-3	RR	1.0116	Fe 37-C3	0,17				
St 42-1	U	1.0130	Fe 42-A	0,25	410--490	250	22	120--140
	R	1.0131	Fe 42-B3FU	0,25				
St 42-2	U	1.0132	Fe 42-B3FU	0,25				
	R	1.0134	Fe 42-B3FN	0,23				
St 42-3	RR	1.0136	Fe 42-C3	0,23				
St 60-1	R	1.0530	Fe 60-1	0,25	490--590	290	20	140--170
St 60-2	R	1.0532	Fe 60-2	0,30				
St 62-3	RR	1.0841	Fe 62-C3	0,2	510--610	350	22	—
St 60-1	R	1.0540	Fe 60-1	0,35	590--710	330	15	170--195
St 60-2	R	1.0572	Fe 60-2	0,40				
St 70-2	R	1.0632	Fe 70-2	0,5	690--830	360	10	195--240

¹ Untuk grup kualitas utama, harus mengandung kadar % P, S atau N yang rendah.

Q : Tepi yang tidak retak; Z : batang tarik; P : tempa; Ro : untuk pipa.

² U : tidak stabil, R : stabil, RR : dituang dalam keadaan sangat stabil.

³ Harga untuk tebal ≤ 16 mm, untuk 16... 40, σ_B ... 10 N/mm², untuk 40... 100 mm, σ_B ... 20 N/mm² dipilih lebih rendah.

Lampiran 4. Tabel Analisa Daya untuk Manusia

Labor

Over an 8-h day for a 48-h week, a useful norm for a 35-year-old laborer for total power expenditure, including basal metabolism energy, is 0.49 hp (366 W). Of this total expenditure, approximately 0.1 hp (75 W) is available for useful work. A 20-year-old man can generate about 15 percent more power than this norm, and a 60-year-old man about 20 percent less. The total energy or power expenditure is needed for determining nutritional requirements for classes of labor. A rule of thumb for power developed by European males can be expressed as a function of age and duration of effort in minutes for work lasting from 4 to about 480 min, assuming that 20 percent of the total output is useful power.

Age, years	Useful horsepower (t in min)
20	$hp = 0.40 - 0.10 \log t$
35	$hp = 0.35 - 0.09 \log t$
60	$hp = 0.30 - 0.08 \log t$

Lampiran 5. Standart Baja untuk Poros

Standart dan Macam	Standart Jepang	Standart Amerika	Kekuatan Tarik (S_{sy}) (kg/mm^2)
Baja karbon kontruksi mesin (JIS G 4501)	S30C	AISI 1030	48
	S35C	AISI 1035	52
	S40C	AISI 1040	55
	S45C	AISI 1045	58
	S50C	AISI 1050	62
	S55C	AISI 1055	66
Batang Baja yang diformasi dingin	S35C-D	-	53
	S45C-D	-	60
	S55C-D	-	72

Lampiran 6. Standart Dimensi pada Bearing

Standar dimensions and load rating of Radial Rolling Bearing

(Co = basic static load ,lb ; C = basic dynamic load rating, lb)

Dimension Series 03														
Bearing Bore, d mm	Outside Dia. D mm	Max Fillet Radius in	Width		Self aligning Ball Bearing		Single Row Deep Groove Ball Bearing		Angular Contact Sleep angle Ball Bearing		Cylindrical Roller Bearing		Spherical Roller Bearing	
			B mm	mm	Co	C	Co	C	Co	C	Co	C	Co	C
4	16	0,012	5											
5	19	0,012	6											
6														
7														
8														
9														
10	35	0,024	11				845	1400						
12	37	0,039	12	530	1630	1040	1680							
15	42	0,039	13	590	1650	1220	1960							
17	47	0,039	14	820	2170	1470	2340							
20	52	0,039	15	900	2150	1750	2750	1920	3000					
25	62	0,039	17	1350	3110	2390	3660	2870	4220	2870	5130	6000	6700	
30	72	0,039	19	1740	3700	3340	4850	3840	5370	3940	6760	8500	9500	
35	80	0,059	21	2210	4350	4020	5750	4620	6340	5370	8830	9800	10800	
40	90	0,059	23	2740	5110	5020	7040	5770	7740	6340	10300	12900	13700	
45	100	0,059	25	3580	6600	6730	9120	7730	10100	9030	14200	17300	17000	
50	110	0,079	27	3930	7510	8010	10700	9200	11800	11100	17000	18300	19300	

Sumner - Deuschman, 1975

Lampiran 7. Beban Equivalen Bearing

Lampiran IV : Beban Equivalen Bearing

Factor X and Y for Ball and Roller Bearings

Contact angular α , deg	(i.Fa/Co)	Single-Row Bearing		Double-Row Bearing				e			
		(Fa/V.Fr) > e		(Fa/V.Fr) < e		(Fa/V.Fr) > e					
		X	Y	X	Y	X	Y				
Radial Contact Ball Bearing											
	0,014	0,56	2,30	1	0	0,56	2,30	0,19			
	0,028		1,99				1,99	0,22			
	0,056		1,71				1,71	0,26			
	0,084		1,55				1,55	0,28			
	0,110		1,45				1,45	0,30			
	0,170		1,31				1,31	0,34			
	0,280		1,15				1,15	0,38			
	0,420		1,04				1,04	0,42			
	0,560		1,00				1,00	0,44			
Anguler Contact Ball Bearing											
5	0,014	0,56	2,30	Use X,Y and e evaluaes applicable to single- row radial contact bearing		2,78	3,74	0,23			
	0,028		1,99						2,40	3,23	0,26
	0,056		1,71						2,07	2,78	0,30
	0,085		1,55						1,87	2,52	0,34
	0,110		1,45						1,75	2,36	0,36
	0,170		1,31						1,58	2,13	0,40
	0,280		1,15						1,39	1,87	0,45
	0,420		1,04						1,26	1,69	0,50
	0,560		1,00			1,21	1,63	0,52			
10	0,014	0,46	1,88	1,0		2,18	2,30	0,19			
	0,029		1,71						1,98	1,99	0,22
	0,057		1,52						1,76	1,71	0,26
	0,086		1,41						1,63	1,55	0,28
	0,110		1,34						1,55	1,45	0,30
	0,170		1,23						1,42	1,31	0,34
	0,290		1,10						1,27	1,15	0,38
	0,430		1,01						1,17	1,04	0,42
	0,570		1,00			1,16	1,00	0,44			

Catatan :

(Fa/V.Fr) = e , maka : X = 1 dan Y = 0 (Single-row Bearing)

Sumber : Deutschman, 1975

Lampiran 8.Faktor Koreksi untuk Rantai

Tumbukan	Penggerak Pemakaian	Motor listrik atau turbin	Motor torak	
			Dengan transmisi hidrolik	Tanpa transmisi hidrolik
Transmisi halus	Konveyor sabuk dan rantai dengan variasi beban kecil, pompa sentrifugal dan blower, mesin tekstil umum, mesin industri umum dengan variasi beban kecil	1,0	1,0	1,2
Tumbukan sedang	Kompresor sentrifugal, propeler, konveyor dengan sedikit variasi beban, tanur otomatis, pengering, penghancur, mesin perkakas umum, alat-alat besar umum, mesin kertas umum	1,3	1,2	1,4
Tumbukan berat	Pres, penghancur, mesin pertambangan, bor minyak bumi, pencampur karet, rol, mesin penggetar, mesin-mesin umum dengan putaran dapat dibalik atau beban tumbukan	1,5	1,4	1,7

Lampiran 9. Ukuran Umum Rantai rol

No. Rantai	Jarak bagi p	Diameter Rol R	Lebar Rol W	Plat mata rantai			Dia. Pena D
				Tebal	Lebar	Lebar	
				T	H	h	
40	12,70	7,94	7,95	1,5	12,0	10,4	3,97
50	15,88	10,16	9,53	2,0	15,0	13,0	5,09
60	19,05	11,91	12,70	2,4	18,1	15,6	5,96

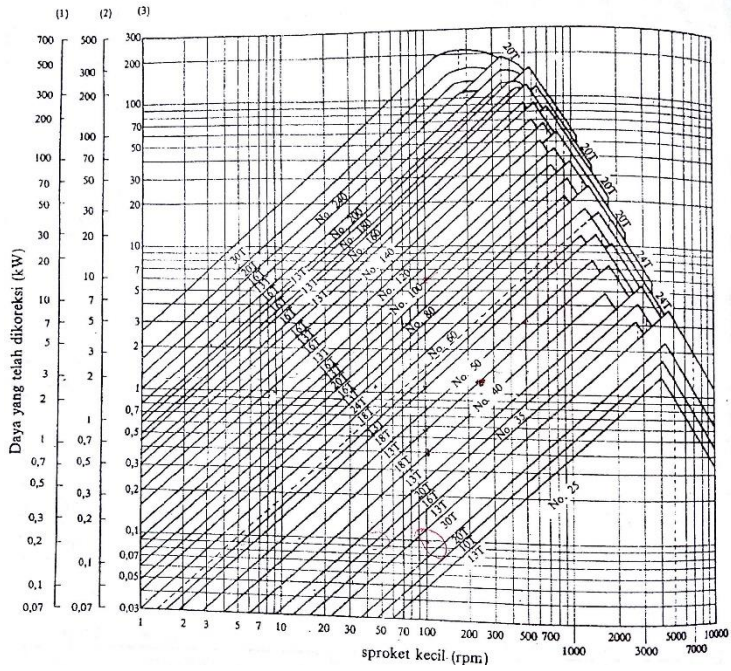
(Sumber : Sularso, 2004)

Lampiran 10. Ukuran Individual rantai rol

No. Rantai	Kangkai	L1	L2	Batas Kekuatan Tarik, kg	Batas Kekuatan Tarik Rata-rata, kg	Beban Maks yg diijinkan kg	Berat kasar kg/m
40	1	8,25	9,95	1420	1950	300	0,64
40-2	2	15,45	17,15	2840	3900	510	1,27
40-3	3	22,65	24,15	4260	5850	750	1,90
40-4	4	29,90	31,30	5680	7800	990	2,53
40-5	5	37,10	38,60	7100	9750	1170	3,16
40-6	6	44,30	45,80	8520	11700	1380	3,79
50	1	10,30	12,00	2210	3200	520	1,04
50-2	2	19,35	21,15	4420	6400	880	2,07
50-3	3	28,40	30,20	6630	9600	1300	3,09
50-4	4	37,45	39,25	8840	12800	1710	4,11
50-5	5	46,50	48,30	11050	16000	2020	5,14
50-6	6	55,60	57,40	13260	19200	2390	6,16
60	1	12,85	15,25	3200	4450	740	1,53
60-2	2	24,25	27,75	6400	8900	1260	3,04
60-3	3	36,65	38,15	9600	13350	1850	4,54
60-4	4	47,05	49,55	12800	17800	2440	6,04
60-5	5	58,5	61	16000	22250	2880	7,54
60-6	6	69,9	72,5	19200	26700	3400	9,05

(Sularso, 2004)

Lampiran 11 Diagram Pemilihan Rantai rol



BIODATA PENULIS
Ananda Trisukmo Utomo
2114 039 004



Penulis lahir di Tulungagung, Jawa Timur pada 23 Januari 1995. Penulis telah menempuh Pendidikan di SDN 1 Kedungwaru Tulungagung, SMPN 2 Tulungagung dan SMAN 1 Boyolangu Tulungagung. Kemudian melanjutkan ke Institut Teknologi Sepuluh Nopember Mengambil jurusan D3 Mesin Kerjasama Disnakertransduk. Selama Kuliah telah mengikuti FMD (Fisik Mental Disiplin) di Pusat Latihan Tempur Purbaya, LKMM Pra-TD. Penulis pernah melaksanakan Kerja Praktik di PDAM Swasembada Surabaya.

E-mail : anandatrisukmoutomo@outlook.com

BIODATA PENULIS
Achmad Khuluqul Amin
2114 039 029



Penulis Lahir di Gresik, 23 April 1996 merupakan anak keempat dari enam bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan di SDN sidomoro 3 Gresik, SMPN 2 Kebomas Gresik dan SMA NU 1 Gresik, kemudian melanjutkan ke Institut Teknologi Sepuluh Nopember mengambil jurusan DIII Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-Disnakertansduk. Selama kuliah, penulis pernah mengikuti pelatihan FMD(Fisik Mental Disiplin) di puslatpur Purbaya, LKMM Pra-TD. Penulis juga pernah melaksanakan On The Job Training di PT Karya Tugas Anda, Pandaan.

Email: achmad.khuluqul.23@gmail.com